



Manuel Ismael  
Dongoxe Bumba

**“Estudo de uma tubeira e de um  
sistema de controlo de caudal  
da turbina *cross-flow*”**

Dissertação Apresentada para Cumprimento dos  
Requisitos Necessários à Obtenção do Grau de  
Mestre em Energia Realizada sob a Orientação  
Científica do Professor Doutor Nuno Humberto  
Costa Pereira.

Novembro 2012



*Muitas coisas são importantes,  
mas poucas são necessárias.*

# Agradecimentos

Quero agradecer primeiramente a Deus pela vida, saúde e força que concedeu-me para a realização e conclusão deste projecto.

Estou especialmente grato ao meu orientador, Professor Doutor Nuno Pereira pelo empenho e disponibilidade demonstrada, bem como pelas bibliografias recomendadas e o material disponibilizado que me foi muito útil como orientação para a realização deste projecto. Obrigado pelas longas horas despendidas a ajudar-me a ultrapassar alguns obstáculos que foram aparecendo ao longo do projecto. Mais do que um orientador, foi um amigo e conselheiro para mim, por isso fico-lhe muito grato!

A toda minha família pelo grande apoio, estímulo e pela compreensão demonstrada ao longo deste projecto.

Agradeço também aos colegas e amigos, Braúlio Passos, Edson Afonso, Manuel Oliveira, Nelson Tavares, Paulino Francisco, Roger Nsalambi e Ruben Marques, pela ajuda e apoio demonstrado nos ajustes de várias partes desta dissertação.

Os meus agradecimentos a todos os bolseiros do laboratório de turbomáquinas do Instituto Superior Técnico da Universidade Técnica de Lisboa, que apesar de termos convivido por um curto período de tempo, mesmo assim, eles mostraram-se sempre disponíveis para ajudar-me a esclarecer algumas dúvidas, mesmo por correio electrónico.

Ao Professor Doutor Sadraque Vicente pela correcção do resumo traduzido (abstract).

Por último, mas não menos importante, quero agradecer a todos aqueles que de uma forma ou de outra, contribuíram para que a conclusão deste trabalho fosse uma realidade.



# Resumo

No âmbito das energias renováveis, os aproveitamentos hídricos são uma das soluções para a diminuição das emissões de poluentes resultantes da produção de energia eléctrica. Ao contrário das grandes barragens hidroeléctricas que têm bastantes impactos ambientais, verifica-se que as pequenas hídricas são uma solução mais barata e com menor impacto ambiental, e por isto com um futuro promissor. Neste projecto será efectuado o estudo numérico do escoamento de uma tubeira da turbina *cross-flow*, bem como do funcionamento de um sistema de controlo de caudal. Para a análise numérica do escoamento na tubeira e na válvula reguladora de caudal, irá ser utilizado um programa computacional já desenvolvido de análise do escoamento. Posteriormente serão analisados os resultados numéricos obtidos, nomeadamente, a velocidade e a pressão nas paredes da tubeira, bem como o ângulo e módulo da velocidade no arco de entrada no rotor e os caudais debitados pela mesma. O estudo dos métodos de desenho utilizados nas tubeiras, bem como o funcionamento dos sistemas de controlo de caudal existentes serão também abordados, com o objectivo de adquirir sensibilidade/experiência para efectuar-se posteriormente os desenhos de detalhe de uma tubeira com válvula reguladora de caudal considerada mais adequada. Será também apresentado um método inovador de construção da tubeira. Finalmente, serão analisados os esforços mecânicos (força e momento), resultantes da acção do escoamento de água na tubeira e válvula reguladora de caudal.

**Palavras-chave:** Tubeira, Válvula Reguladora de Caudal, Turbina *Cross-Flow*, Recursos Hídricos, Central Mini-Hídrica, Produção de Energia Eléctrica.

# Abstract

In the scope of the renewable energy, hydroelectric power plants are one of the solutions to reducing emissions of pollutants which resulting from the production of electricity. Since large hydroelectric dams have large environmental impacts, the small hydros are seen as a cheaper solution and with less environmental impact, and therefore in this regard have a promising future. The numerical study of the flow in the nozzle from the *cross-flow* turbine, as well as the study of performance of the flow control system will be carried out in this project. For the numerical analysis of the nozzle and of the flow's regulator valve, it will be utilized a computational program already developed for performing the flow analysis. Subsequently, the numerical results, will be analyzed namely the velocity and pressure on the nozzle walls, as well as the angle and magnitude of the velocity at the inlet arc of the rotor and the flows passing through it. The study of the project methods used in the nozzles, and the operation of the existing flow regulator systems, will also be addressed in order to acquire sensitivity/experiment that would enable to carry out later the drawings of a nozzle details with a regulating flow valve considered more appropriate. It will also be presented an innovative method of nozzle construction. Finally, the mechanical efforts (force and moment), resulting from the action of the water flow in the nozzle and flow regulating valve will also be analyzed.

**Keywords:** Nozzle, Flow Regulator Valve, Cross-Flow Turbine, Hydro Resources, Mini-Hydro Central, Electrical Energy Production.

# Índice

Agradecimentos .....	iv
Resumo .....	v
Abstract .....	vi
Índice .....	vii
Lista de Figuras.....	ix
Lista de Tabelas .....	xi
Lista de Siglas e Acrónimos.....	xii
Lista de Símbolos.....	xiii
Capítulo 1	
Introdução .....	1
1.1. Introdução .....	1
1.2. Centrais hidroeléctricas.....	2
1.2.1. Princípio de funcionamento.....	2
1.2.2. Aspectos ambientais .....	3
1.2.3. Vantagens .....	4
1.2.4. Desvantagens.....	5
1.3. Mini-hídricas .....	5
1.3.1. Classificação .....	6
1.3.2. Constituição.....	7
1.3.3. Impactos ambientais.....	9
1.4. Turbinas Hidráulicas .....	10
1.4.1. Tipos de turbinas.....	10
1.4.2. Selecção de turbinas .....	12
Capítulo 2	
Turbina <i>Cross-Flow</i> .....	15
2.1. Introdução .....	15
2.2. Funcionamento da turbina .....	16
2.3. Vantagens e desvantagens da turbina .....	18
2.4. Nomenclatura usada .....	19
2.5. Revisão bibliográfica .....	21
2.6. Caracterização da turbina <i>cross-flow</i> .....	24
2.7. Métodos de desenho das tubeiras .....	26
Capítulo 3	
Sistemas de controlo de caudal .....	30
3.1. Introdução .....	30
3.2. Válvulas reguladoras de caudal.....	31
3.2.1. <i>Válvula do tipo 1</i> .....	31

3.2.2. <i>Válvula do tipo 2</i> .....	33
3.2.3. <i>Válvula do tipo 3</i> .....	34
3.2.4. <i>Válvula do tipo 4</i> .....	35
Capítulo 4	
Projecto da tubeira .....	36
4.1. Introdução .....	36
4.2. Tubeira .....	37
4.2.1. <i>Desenho de uma tubeira para uma instalação experimental</i> .....	38
4.3. Estudo numérico do escoamento na tubeira SV .....	40
4.3.1. <i>Caudal debitado pela tubeira SV</i> .....	44
4.4. Concepção de um sistema de controlo de caudal para a tubeira CV .....	46
4.4.1. <i>Seleção do material para construção da tubeira e válvula</i> .....	49
4.4.2. <i>Seleção dos principais acessórios e materiais do sistema de actuação da válvula</i> .....	51
4.4.3. <i>Perspectiva da tubeira CV e do sistema de actuação da válvula</i> .....	54
4.5. Estudo numérico do escoamento na tubeira CV .....	55
4.5.1. <i>Estimativa do caudal debitado pela tubeira CV</i> .....	57
4.6. Estimativa dos esforços na tubeira CV .....	59
4.6.1. <i>Força resultante nas paredes da tubeira</i> .....	59
4.6.2. <i>Momento resultante nas paredes da tubeira</i> .....	61
4.6.3. <i>Força resultante na válvula reguladora de caudal</i> .....	63
4.6.4. <i>Momento resultante na válvula reguladora de caudal</i> .....	65
Capítulo 5	
Considerações finais .....	67
5.1. Conclusões .....	67
5.2. Sugestões para trabalhos futuros .....	69
Bibliografia .....	70
Anexo A	
Desenhos da tubeira CV e válvula .....	A
Anexo B	
Ângulo da velocidade absoluta vs Ângulo de recobrimento .....	B
Anexo C	
Materiais e acessórios .....	C

# Lista de Figuras

Figura 1.1 – Esquema simplificado de uma central hidroelétrica [2] .....	3
Figura 1.2 – Zona de captação de uma CMH de fio de água .....	7
Figura 1.3 – Central de albufeira [4].....	7
Figura 1.4 – Elementos constituintes de uma CMH [5].....	8
Figura 1.5 – Esquema de produção e distribuição da electricidade de uma CMH [5].....	8
Figura 1.6 – Turbina <i>Pelton</i> [5].....	11
Figura 1.7 – Turbina <i>Turgo</i> [5] .....	11
Figura 1.8 – Turbina <i>Francis</i> com caixa em espiral [5] .....	12
Figura 1.9 – Turbina <i>Kaplan</i> [6].....	12
Figura 1.10 – Selecção de turbinas para CMH [7].....	13
Figura 1.11 – Diagrama que relaciona a velocidade específica com o tipo de turbina [8] .....	14
Figura 1.12 – Diagrama de Cordier para turbinas <i>Francis</i> e <i>Kaplan</i> [8] .....	14
Figura 2.1 – Turbina <i>cross-flow</i> [11].....	16
Figura 2.2 – Componentes de uma turbina <i>cross-flow</i> [10] .....	16
Figura 2.3 – Posicionamento do rotor em relação ao nível da superfície livre de descarga [9] .....	18
Figura 2.4 – Nomenclatura do rotor e tubeira [13] .....	20
Figura 2.5 – Nomenclatura do rotor e tubeira com válvula reguladora de caudal [15] .....	21
Figura 2.6 – Gama de aplicação simplificada das turbinas hidráulicas [10] .....	24
Figura 2.7 – Comparação das curvas de rendimentos de algumas turbinas [21] .....	26
Figura 2.8 – Exemplo de uma tubeira obtida por meio de espirais logarítmicas [15].....	28
Figura 2.9 – Tubeira construída com método empírico [14] .....	28
Figura 2.10 – Tubeira com indicação do ângulo de recobrimento e de abertura das paredes da tubeira [13] .....	29
Figura 3.1- Comparação entre as curvas de rendimento de uma turbina <i>cross-flow</i> com regulação de caudal e de uma turbina <i>Francis</i> [10] .....	31
Figura 3.2 – Tubeira com válvula do tipo 1 [10].....	32
Figura 3.3 – Tubeira com válvula do tipo 1 e manivela/alavanca de accionamento [23] .....	32
Figura 3.4 – Tubeira com válvula do tipo 2 [25].....	33
Figura 3.5 – Tubeira com válvula do tipo 3 [16].....	34
Figura 3.6 – Tubeira com válvula do tipo 4 [24].....	35
Figura 4.1 – Descrição da geometria da tubeira SV .....	39
Figura 4.2 – Representação da tubeira SV e do rotor .....	40
Figura 4.3 – Linhas de corrente na tubeira SV .....	41
Figura 4.4 – Evolução da velocidade nas paredes da tubeira SV .....	42
Figura 4.5 – Evolução da pressão nas paredes da tubeira SV .....	42
Figura 4.6 – Triângulo de velocidades a entrada do rotor [13] .....	43

Figura 4.7 – Evolução dos ângulos da velocidade absoluta.....	43
Figura 4.8– Módulo da velocidade absoluta no arco de entrada no rotor .....	44
Figura 4.9 – Comparação dos caudais debitados pela tubeira SV.....	45
Figura 4.10 – Válvula reguladora de caudal projectada .....	46
Figura 4.11 – Tubeira CV e rotor .....	47
Figura 4.12 – Válvula reguladora de caudal alojada na tubeira .....	48
Figura 4.13 – Sistema de accionamento da válvula .....	48
Figura 4.14 – Conjunto volante – abraçadeira – veio .....	49
Figura 4.15 – Representação dos módulos da tubeira CV .....	50
Figura 4.16 – Placa lateral com corte .....	51
Figura 4.17 – Placa lateral .....	51
Figura 4.18 – Unidades flangeladas de rolamentos Y [26].....	53
Figura 4.19 – Representação da montagem do vedante.....	53
Figura 4.20 – Perspectiva da tubeira CV e acessórios.....	54
Figura 4.21 – Conjunto tubeira CV e sistema de actuação da válvula .....	55
Figura 4.22 – Tubeira CV com a válvula a 15 graus.....	56
Figura 4.23 – Linhas de corrente com válvula a 15 graus (Tubeira CV) .....	56
Figura 4.24 – Tubeira CV com a válvula a 30 graus.....	57
Figura 4.25 – Linhas de corrente com válvula a 30 graus (Tubeira CV) .....	57
Figura 4.26 – Estimativa do caudal debitado pela tubeira CV em função da válvula .....	58
Figura 4.27 – Representação dos momentos na tubeira CV.....	62
Figura 4.28 – Representação na simplificação da tubeira CV (válvula a 20 graus) .....	64
Figura 4.29 – Ponto de aplicação do momento (válvula a 30 graus) .....	65

# Lista de Tabelas

Tabela 1.1 – Classificação das centrais mini-hídricas quanto à potência .....	6
Tabela 1.2 – Classificação das centrais mini-hídricas quanto à altura de queda.....	6
Tabela 1.3 – Classificação das turbinas [5] .....	13
Tabela 2.1 – Parâmetros geométricos e resultados de trabalhos experimentais [15].....	25
Tabela 4.1 – Força resultante nas paredes da tubeira CV .....	60
Tabela 4.2 – Momento resultante nas paredes da tubeira CV .....	62
Tabela 4.3 – Força na válvula da tubeira CV.....	63
Tabela 4.4 – Momento resultante na válvula reguladora de caudal .....	65
Tabela 4.5 – Ponto de aplicação da força resultante na válvula .....	66
Tabela 4.6 – Ponto médio da superfície plana da válvula .....	66

# Lista de Siglas e Acrónimos

CI	Canal inferior de uma tubeira com válvula reguladora de caudal
CMH	Central Mini-Hídrica
CS	Canal superior de uma tubeira com válvula reguladora de caudal
EUA	Estados Unidos da América
IST-UTL	Instituto Superior Técnico da Universidade Técnica de Lisboa
PI	Parede Inferior da tubeira
PS	Parede Superior da tubeira
Tubeira CV	Tubeira com válvula reguladora de caudal
Tubeira SV	Tubeira sem válvula reguladora de caudal



# Lista de Símbolos

$A_t$	Área útil de saída da tubeira
$A_{xi}$	Área da parede da tubeira para o cálculo das forças verticais
$A_{yi}$	Área da parede da tubeira para o cálculo das forças horizontais
$b_r$	Largura interna do rotor
$b_t$	Largura interna da tubeira
$C$	Distância entre eixos das polias
$C_1$	Distância padronizada entre eixos das polias
$C_p$	Coeficiente de pressão
$C_Q$	Coeficiente do caudal volúmico
$C_v$	Coeficiente da velocidade absoluta
$D_e$	Diâmetro externo do rotor
$D_e/D_i$	Razão de diâmetros
$D_{FJ}$	Dimensão final do jacto
$D_i$	Diâmetro interno do rotor
$D_p$	Diâmetro primitivo da polia motora
$d_p$	Diâmetro primitivo da polia movida
$F_{Máx, V}$	Força máxima na válvula reguladora de caudal
$F_{PH}$	Força na parede da tubeira segundo a direcção horizontal
$F_{PV}$	Força na parede da tubeira segundo a direcção vertical
$F_R$	Força resultante nas paredes da tubeira
$g$	Aceleração da gravidade
$H$	Altura de queda
$k_t$	Coeficiente de perdas na tubeira
$L_C$	Comprimento da correia

$L_{C1}$	Comprimento padronizado da correia
$L_V$	Comprimento da válvula reguladora de caudal
$M_H$	Momento das forças horizontais na superfície plana da válvula reguladora de caudal
$M_{PH}$	Momento na parede da tubeira devido a força horizontal
$M_{PV}$	Momento na parede da tubeira devido a força vertical
$M_R$	Momento resultante
$M_{Rt}$	Momento resultante na tubeira
$M_V$	Momento das forças verticais na superfície plana da válvula reguladora de caudal
$P$	Pressão exercida pelo fluido
$P_{Pot.Turb.}$	Potência da turbina <i>cross-flow</i>
$q$	Módulo da velocidade num dado ponto do domínio
$Q_{num}$	Caudal volúmico numérico
$Q_{teo}$	Caudal volúmico teórico
$Q_V$	Caudal volúmico
$R_e$	Raio externo do rotor
$R_i$	Raio interno do rotor
$R_{pá}$	Raio da pá
$S_g$	Dimensão da garganta da tubeira
$S_{gCl}$	Dimensão da garganta no canal inferior da tubeira
$S_{gCS}$	Dimensão da garganta no canal superior da tubeira
$U$	Módulo da velocidade de transporte
$V$	Módulo da velocidade absoluta
$W$	Módulo da velocidade relativa
$x$	Coordenada de posição num ponto
$x_{i+1} - x_i$	Coordenada do ponto de aplicação da força vertical
$y$	Coordenada de posição num ponto
$y_{i+1} - y_i$	Coordenada do ponto de aplicação da força horizontal

$Z$	Número de pás do rotor
$\Delta H_i$	Perda de pressão por atrito da água com as paredes da tubeira
$\Delta P$	Diferença de pressão

### *Letras Gregas*

$\alpha$	Ângulo entre a velocidade absoluta e a de transporte
$\beta$	Ângulo entre a velocidade relativa e a de transporte
$\gamma$	Ângulo de recobrimento ou admissão da tubeira
$\rho$	Massa volúmica
$\omega$	Velocidade angular no rotor
$\alpha_a$	Ângulo de abertura das paredes à saída da tubeira
$\beta_{pá}$	Ângulo das pás do rotor
$\Delta$	Diâmetro específico do rotor
$\Omega$	Velocidade específica no rotor
$\eta_{Turb.}$	Rendimento da turbina <i>cross-flow</i>

### *Índices numéricos inferiores*

0	Saída da tubeira
1	Entrada na primeira passagem no rotor
2	Saída na primeira passagem no rotor
3	Entrada na segunda passagem no rotor
4	Saída na segunda passagem no rotor

# Capítulo 1

## Introdução

Este capítulo tem como objectivo principal, dar uma visão geral sobre as centrais hidroeléctricas de pequeno, médio e grande dimensão. Também será abordada de forma sucinta alguns tópicos relacionados com as turbinas hidráulicas.

### 1.1. Introdução

Há alguns anos atrás, ter energia eléctrica era privilégio de poucos, numa época, em que no final da tarde e estendendo-se pela noite dentro, a luz de velas era uma companheira em muitos lares. Mas com o desenvolvimento tecnológico, a energia eléctrica tornou-se uma “necessidade” crescente para muitas famílias e indústrias, deixando de ser um “luxo”, como era considerado no passado.

Para além do avanço e utilização tecnológica, também o acelerado crescimento da população mundial tem levado a humanidade a uma encruzilhada para satisfazer o aumento da procura de energia eléctrica. Para compensar esta necessidade convém optar por fontes de energia que protejam o nosso ecossistema. Por isto tem-se recorrido cada vez mais a fontes de energia limpas e renováveis como meio de resolver este dilema.

Actualmente existem várias formas de produzir energia eléctrica a partir de fontes renováveis, destacando-se entre elas a hidráulica, a solar, a eólica, a biomassa e a geotérmica.

A energia hidráulica tem sido a fonte renovável mais utilizada a nível mundial, e em qualquer central hidroeléctrica a turbina hidráulica tem um papel preponderante na conversão da energia hidráulica em energia mecânica de rotação que acciona o gerador eléctrico. É neste âmbito que o estudo e aperfeiçoamento dos principais componentes das turbinas se tornam muito importantes para o melhor aproveitamento dos recursos hídricos para a produção eficiente de energia eléctrica.

A turbina Michell-Bànki também conhecida pelos nomes de turbina Ossberger, turbina de fluxo transversal e turbina *cross-flow* (nome que é adoptado neste trabalho) é uma máquina hidráulica muito utilizada em aproveitamentos hidroeléctricos de potência inferior a 1000 kW.

As centrais hidroeléctricas em pequena e média dimensão representam uma alternativa económica e ambiental na produção da energia eléctrica para as comunidades rurais isoladas, e também na expansão da rede eléctrica instalada.

## 1.2. Centrais hidroeléctricas

A energia eléctrica pode ser produzida de diversas formas, mas para elevadas potências destacam-se três tipos principais de centrais:

Central hidroeléctrica – Utiliza água;

Central termoeléctrica – Utiliza combustíveis fósseis, biomassa e sol;

Central nuclear – Utiliza a fissão do núcleo dos átomos (energia atómica).

De entre os três tipos de centrais destaca-se a hidroeléctrica (hidráulica ou hídrica), por utilizar uma fonte renovável de grande disponibilidade.

Uma central hidroeléctrica é um complexo arquitectónico com um elevado número de equipamentos cujo objectivo principal é a produção de electricidade através do aproveitamento do potencial hidráulico existente na água dos rios, fazendo uso ou não de barragens artificiais.

A maior parte da energia hídrica é produzida nas grandes centrais hidroeléctricas, que utilizam barragens e reservatórios, os quais podem armazenar grandes quantidades de água para controlar a produção de electricidade. Estas centrais têm a capacidade de produzir quantidades consideráveis de electricidade de forma quase constante em determinados períodos do ano, mas também causam impactos ambientais e sociais consideráveis.

Actualmente, as centrais hidroeléctricas são as maiores fontes mundiais de produção de electricidade por meio de recursos renováveis. Segundo a Agência Internacional de Energia, 90% da energia eléctrica obtida a partir de recursos renováveis é de origem hídrica, sendo que a previsão indica uma diminuição para 70% em 2030. Esta redução é devido ao aumento percentual da obtenção de energia eléctrica a partir de outras fontes renováveis. A China é o país que lidera a produção de electricidade por meio dos recursos hídricos, seguido pelo Brasil, Canadá, Estados Unidos e Rússia [1].

### 1.2.1. Princípio de funcionamento

A energia hídrica obtém-se por meio do aproveitamento da pressão e da energia cinética da água que movimenta mecanismos no interior das turbinas que por sua vez accionam geradores que fazem a conversão da energia mecânica em energia eléctrica. A energia potencial armazenada na água da albufeira<sup>1</sup> transforma-se em pressão com a diminuição de cota e posteriormente essa pressão converte-se, total ou parcialmente, em energia cinética. O processo de conversão da energia hídrica em eléctrica recorre a um sistema constituído por uma turbina e por um gerador eléctrico. A turbina é atravessada por uma massa de água, que a faz girar, accionando o gerador eléctrico através do veio que os une. A corrente eléctrica gerada passa por um transformador que eleva a tensão até ao valor exigido para fornecimento à rede eléctrica, que a transporta e distribui pelos pontos de consumo [1].

---

<sup>1</sup> A acumulação da água de um rio num reservatório por meio de uma barragem

Na Figura 1.1 está representado esquematicamente o processo de produção de energia eléctrica numa central hidroeléctrica.

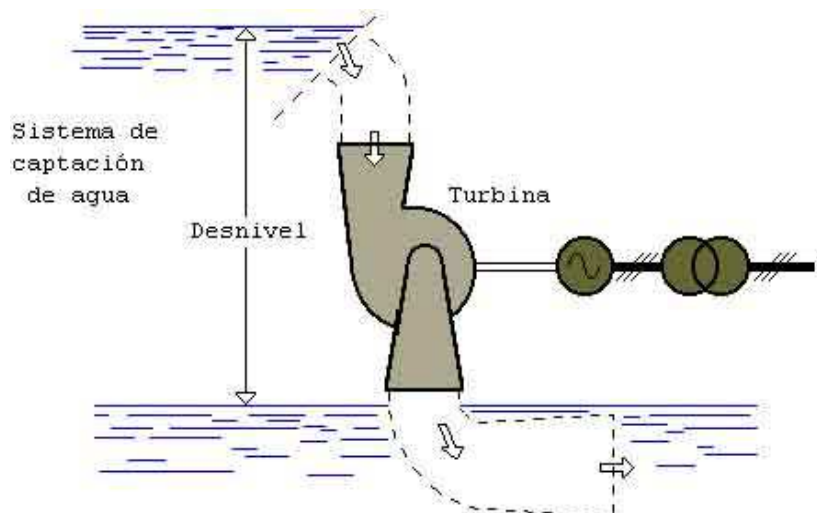


Figura 1.1 – Esquema simplificado de uma central hidroeléctrica [2]

Pode-se observar na Figura 1.1, que o caudal de água do rio após passar pela turbina é devolvido ao rio, não havendo consumo nem deterioração da sua qualidade. Alguns tipos de turbina até contribuem para promover a oxigenação da água dos rios e ribeiros, contribuindo deste modo para a melhoria do meio ambiente.

### 1.2.2. Aspectos ambientais

Do ponto de vista ambiental a energia hídrica tem a grande vantagem de ser um recurso limpo e renovável. A sua produção não emite gases com efeito de estufa pelo que contribui para a redução do aquecimento global.

Contudo, as centrais hidroeléctricas produzem alguns impactos ambientais que variam com a localização, configuração e dimensão da central. Seguidamente apresentam-se alguns impactos ambientais das centrais hidroeléctricas e, algumas maneiras de reduzi-los ou minimizá-los:

Impacto sonoro: Isto ocorre durante o funcionamento, principalmente da turbina, gerador e outros equipamentos. Pode-se reduzir este impacto por meio da construção de uma casa de máquinas apropriada, isolada com bom material insonorizante. Pode-se também minimizar a liberdade de movimento das tubagens e suportes devido a vibração da turbina e do gerador.

Redução do caudal de água: Para contrariar os efeitos produzidos pela redução do caudal natural de água, é necessário deixar no rio um caudal mínimo recomendado (também conhecido como caudal ecológico). Em alguns cursos de água o caudal ecológico pode ser uma garantia para a manutenção do fluxo de água durante o período estival.

Migração dos peixes: Quando há construção de uma barragem pode-se impedir as espécies de peixes e outras formas de vida aquática existentes no rio de migrar para procriar ou procurar alimentos. Deve-se analisar a necessidade de construção ou não, de uma escada para os peixes e a instalação de uma incubadora na água a jusante da barragem.

Construção civil: Esta fase produz alguns efeitos negativos sobre o meio ambiente, por exemplo os ruídos que alteram a vida dos animais e dos seres humanos, o perigo de erosão pelo deslocamento de terras, a turvação da água e a precipitação de sedimentos, que podem causar danos ao habitat das espécies aquáticas. Para atenuar estes impactos, recomenda-se que as obras devem realizar-se na estação seca e que imediatamente após o término das obras se façam trabalhos de recuperação da vegetação do terreno. Em todo caso, este Impacto tem um carácter temporário.

Impacto na paisagem: Tendo em conta que as centrais hidroeléctricas localizam-se geralmente em regiões montanhosas e florestais, tendem a causar impactos visuais significativos. A fim de minimizar estes impactos, podem-se utilizar cores semelhantes ao ambiente e a colocação de alguns componentes da central debaixo do solo, como por exemplo as tubagens.

### 1.2.3. *Vantagens*

Entre as vantagens da energia hídrica destacam-se:

Fonte limpa e renovável: Não consome água, apenas a utiliza. Não produz gases com efeito de estufa na fase de funcionamento e os impactos locais não são muito significativos se não houver barragem. A água é um recurso que se renova na natureza de forma gratuita.

Baixos custos de operação: As necessidades de manutenção são relativamente baixas pelo que os gastos de operação são baixos.

Disponibilidade da energia: A produção anual de energia eléctrica geralmente é previsível. A produção pode ser rapidamente iniciada e interrompida podendo ser utilizada como forma de suprir picos de consumo.

Funcionam a temperatura ambiente: Não recorre a sistemas de queima de combustíveis, pelo que não é necessário utilizar sistemas de exaustão e de arrefecimento que alteram a temperatura ambiente no local.

Eficiência: Apresenta uma alta eficiência na conversão da energia potencial da água em energia eléctrica, aproximadamente entre 75% a 90%, sendo os maiores rendimentos atingidos nas centrais de maior potência.

Robustez: A tecnologia é muito fiável e tem um longo período de vida útil. Os sistemas podem funcionar 50 anos ou mais sem necessitar de grandes investimentos para a substituição de componentes.

Simplicidade: A turbina hidráulica é uma máquina simples, eficiente e segura, em que o funcionamento pode ser iniciado e interrompido rapidamente e não necessita de acompanhamento constante.

Regulação de caudal: As barragens permitem a regulação dos caudais dos cursos de água, permitindo evitar a ocorrência de cheias durante o inverno e garantindo a disponibilidade de água durante o verão.

Desenvolvimento económico da região: A albufeira cria uma reserva de água que pode fomentar as actividades agrícolas, industriais e turísticas da região envolvente, melhorando a qualidade de vida das populações.

#### 1.2.4. Desvantagens

Algumas desvantagens associadas à energia hídrica são:

Elevado custo inicial: O investimento necessário está muito concentrado no desenvolvimento inicial do projecto, como por exemplo nos estudos iniciais, indemnizações por alagamento de terrenos, construção civil e a compra e instalação dos equipamentos electromecânicos.

Disponibilidade local: A tecnologia depende das condições topográficas e hidrográficas, portanto não está disponível em qualquer sítio. As possibilidades de transporte da energia a longas distâncias são limitadas pelos custos.

Potência máxima: Está limitada e definida pelas condições do recurso natural existente no local. Este facto limita as possibilidades de expansão a longo prazo para atender o aumento da procura.

Variabilidade do caudal: Os caudais de água podem variar consideravelmente durante as diferentes estações, o que origina variações na produção de energia.

Necessidade de estudos: Os projectos hidroeléctricos, em particular as grandes centrais hidroeléctricas, necessitam de estudos técnicos iniciais bem elaborados para conhecer o potencial disponível, a viabilidade técnica e económica. Isto implica um custo e tempo significativo na parte inicial do projecto.

### 1.3. Mini-hídricas

A designação mini-hídrica é utilizada para indicar todos os aproveitamentos hidroeléctricos que variam desde um pequeno empreendimento que alimenta uma única casa até uma central com alguns megawatts de potência a produzir para a rede eléctrica.

Em Portugal designa-se por central mini-hídrica (CMH), ao aproveitamento hidroeléctrico de potência não superior a 10 MW. Esta designação varia de região para região, por exemplo, nos EUA qualquer central até 30 MW é considerada mini-hídrica [3].

O aproveitamento da energia da água como fonte para a produção de energia eléctrica é



utilizado já há muitos anos. Nos tempos antigos foram utilizados rodas hidráulicas, mas apenas no século XVIII com o desenvolvimento das primeiras turbinas hidráulicas modernas (na França e Inglaterra), a utilização da energia hídrica teve um novo impulso.

No início do século XX, os pequenos aproveitamentos hidroeléctricos foram a maneira mais comum de produção de electricidade. Por exemplo, em 1924 na Suíça cerca de 7000 pequenas centrais hidroeléctricas estavam em funcionamento. Também é de referir o grande interesse demonstrado pela China na tecnologia da energia hidroeléctrica, onde as estimativas dizem que entre 1970 e 1985 cerca de 76000 pequenas centrais hídricas foram construídas [3].

Estas centrais podem ser usadas para fornecer energia eléctrica as populações isoladas onde não existe ligação à rede eléctrica nacional, também em locais onde não existe a médio prazo um plano de incorporação na rede eléctrica nacional.

### 1.3.1. Classificação

Segundo a União Internacional dos Produtores e Distribuidores de Energia Eléctrica – UNIPEDE, as centrais mini-hídricas podem classificar-se em função da potência instalada e da altura de queda, como indicado na Tabela 1.1 e Tabela 1.2, respectivamente.

Tabela 1.1 – Classificação das centrais mini-hídricas quanto à potência

Designação	$P_{\text{Ins}}$ [MW]
Micro central hidroeléctrica	<0,5
Mini central hidroeléctrica	<2
Pequena central hidroeléctrica	<10

Tabela 1.2 – Classificação das centrais mini-hídricas quanto à altura de queda

Designação	$h_u$ [m]
Queda baixa	2 - 20
Queda média	20 - 150
Queda alta	>150

Outra classificação das centrais mini-hídricas diz respeito à existência ou não de armazenamento de água. Podem-se distinguir dois tipos principais de centrais: As que utilizam o caudal instantâneo que corre nos rios (central de fio de água) e as que aproveitam a água dos rios armazenada numa albufeira (central de albufeira).

Nas centrais de fio de água não existe barragem para o armazenamento de água, mas apenas um pequeno açude de regularização, procedendo-se ao aproveitamento da energia cinética da água que atravessa as turbinas em cada instante. As centrais mini-hídricas são, geralmente, centrais de fio de água. Na Figura 1.2 encontra-se representada a captação de água numa central mini-hídrica com um pequeno açude.

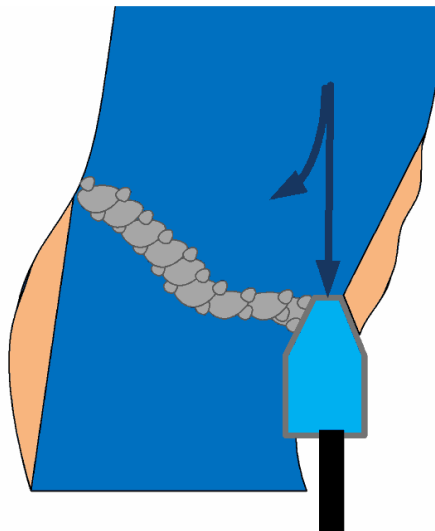


Figura 1.2 – Zona de captação de uma CMH de fio de água

Nas centrais de albufeira, a energia da água é armazenada sob a forma de energia potencial, sendo criado artificialmente, por meio de uma barragem, uma elevação da cota das águas a montante. Este tipo de aproveitamento permite a regularização dos caudais de água e uma produção de energia eléctrica relativamente estável ao longo do ano. Pode-se observar na Figura 1.3 a produção de electricidade numa central de albufeira.

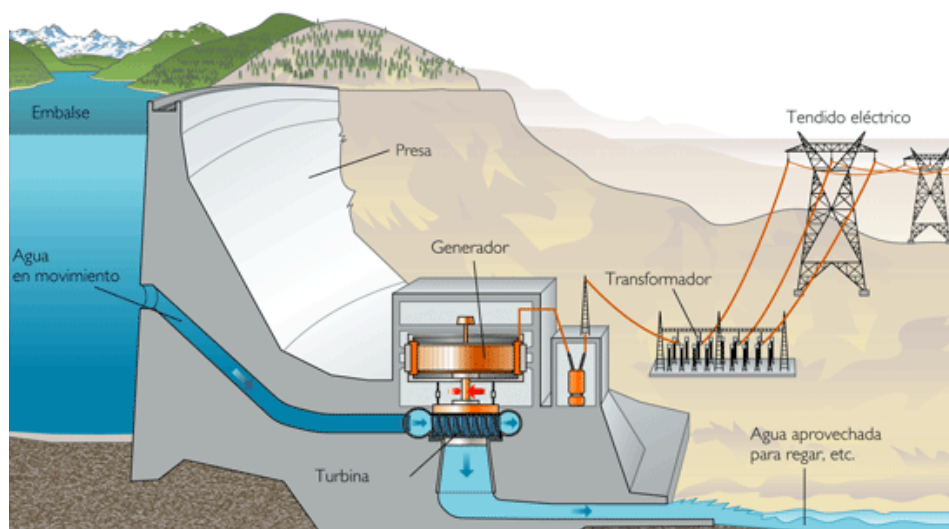


Figura 1.3 – Central de albufeira [4]

### 1.3.2. Constituição

Na Figura 1.4 apresenta-se a disposição dos principais elementos que compõem uma central mini-hídrica de média e alta queda, contudo nem todas as centrais têm esta configuração, porque a topologia dos locais adequados para a construção de centrais mini-hídricas variam muito. Na representação esquemática da figura mencionada acima, nota-se

que parte do rio é desviado através de um açude e vai pelo canal de adução até chegar à câmara de carga, que faz a água abrandar o suficiente de modo a eliminar, por decantação, algumas das partículas existentes. O reservatório ou câmara de carga é geralmente protegido por um conjunto de barras de metal que filtram os resíduos maiores da água. Depois, a água é transportada numa conduta forçada até a casa das máquinas para ser turbinada, e de seguida é devolvida ao rio.

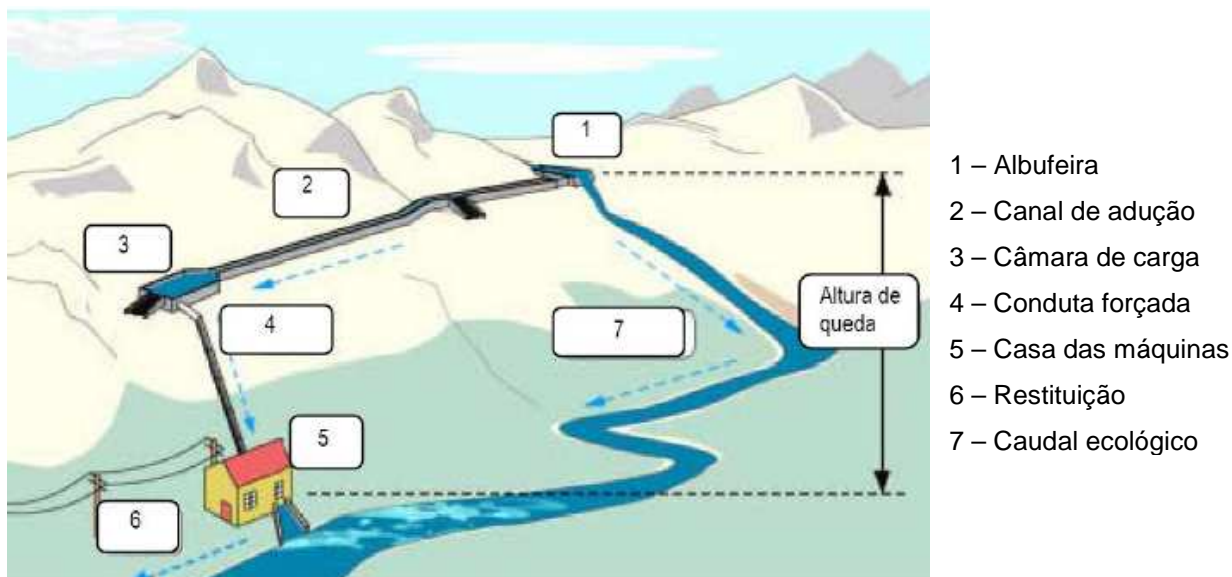


Figura 1.4 – Elementos constituintes de uma CMH [5]

A casa das máquinas pode albergar o grupo turbina – gerador, o transformador e outros componentes necessários para a produção e distribuição da energia eléctrica. Na Figura 1.5 mostra-se um esquema de produção/distribuição da energia eléctrica de uma CMH.

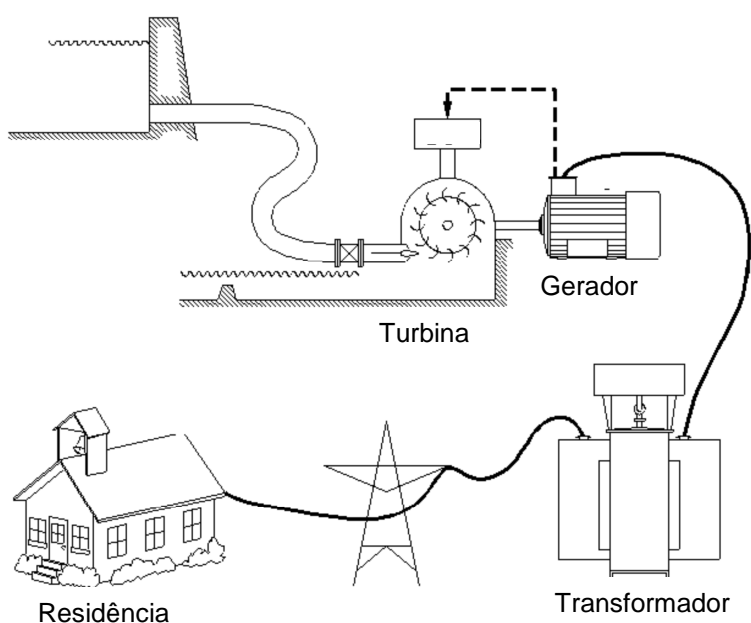


Figura 1.5 – Esquema de produção e distribuição da electricidade de uma CMH [5]

### 1.3.3. *Impactos ambientais*

Actualmente os aproveitamentos mini-hídricos são classificados como aproveitamentos renováveis pelo facto dos impactos ambientais serem reduzidos, quando comparados com as centrais hídricas e térmicas de grande porte.

O aproveitamento das CMH baseia-se em geral nas centrais a “fio de água”, o que reduz bastante os seus impactos ambientais.

A organização responsável pela implementação de uma CMH, deverá definir a política de qualidade do ambiente e segurança, comprometendo-se a cumprir a legislação em vigor e outros requisitos aplicáveis, a melhorar continuamente a eficácia do sistema de gestão, a prevenir a poluição, preservar a saúde e segurança dos colaboradores e clientes, melhorar a qualidade dos seus produtos e serviços, aumentando a satisfação de todas as partes interessadas.

Na implementação de uma CMH, deve-se utilizar instrumentos tecnológicos de boa qualidade e excelentes protecções, com vista a salvaguardar as espécies que se encontram no rio, e a evitar danos ecológicos significativos.

A organização deverá comprometer-se a fazer uma avaliação periódica do ruído ambiente, diurno e nocturno junto das empresas e habitações ao seu redor, de acordo com o disposto no nº 3 do artigo 8º do regime legal sobre a poluição sonora, aprovado pelo decreto-lei 292/2000, de 14 de Novembro, que entrou em vigor no dia 14 de Maio de 2002.

Na produção de energia eléctrica por meio das mini-hídricas podem considerar-se dois principais grupos de resíduos resultantes do processo de produção de energia:

- Óleos lubrificantes e hidráulicos utilizados nos equipamentos mecânicos;
- Óleos isolantes utilizados em transformadores de tensão e sistemas de protecção.

#### *Medidas de prevenção da produção de resíduos de óleos lubrificantes*

- Uso de tecnologias que minimizam a existência de superfícies de contacto móveis para transformação da forma de energia da fonte hídrica em energia eléctrica;
- Utilização de óleos sintéticos que permitam um maior período de tempo entre mudanças sem perda das suas características lubrificantes;
- Controlo periódico das propriedades dos óleos para permitir maximizar o tempo de utilização sem prejuízo para as máquinas.

#### *Medidas de prevenção da produção de resíduos de óleos isolantes*

- Uso de tecnologias de tratamento de óleo que permitam repor as características dieléctricas exigidas como isolantes, aumentando desta forma o período de tempo entre substituições, actualmente já com períodos bastantes longos de utilização;
- Utilização de tecnologias e equipamentos exigindo menos intervenções de manutenção.

#### *Aplicação de medidas de boa gestão de resíduos*

- Recolha selectiva de resíduos;
- Uso de bacias de contenção de óleos provenientes de derrames acidentais;
- Reciclagem dos óleos provenientes de derrames;
- Instalação de filtros;
- Tratamento de óleos para reutilização nas máquinas respectivas;
- Entrega de óleos usados para reciclagem.

De forma resumida, os efeitos que uma central mini-hídrica provoca ao ambiente encontram-se indicados seguidamente:

- Perda da biodiversidade aquática;
- Impactos sobre a qualidade da água;
- Danificação temporária da terra por causa da abertura de valas;
- Abertura de novos acessos que originam desflorestação;
- Migração dos peixes
- Redução do caudal de água;
- Barulhos excessivos;
- Poeira;
- Poluição do rio através de,
  - Sedimentos provenientes de escavações;
  - Detritos de vária ordem.

## **1.4. Turbinas Hidráulicas**

A turbina é uma máquina hidráulica que se destina a transformar em trabalho mecânico a energia hidráulica. A energia hidráulica é constituída por energia potencial e cinética que a água contém. O aproveitamento desta forma de energia é realizado há séculos.

### **1.4.1. Tipos de turbinas**

Existem duas grandes famílias de turbinas, as de acção ou impulso e as de reacção.

Nas turbinas de acção ou impulso a queda de pressão não ocorre no rotor, mas sim numa tubeira que converte a pressão estática em pressão dinâmica, através da formação de um jacto livre que incide nas pás do rotor da turbina. Ou seja, aproveita-se toda a energia da água na forma de energia cinética. Geralmente estas turbinas são adequadas a uma utilização caracterizada por quedas relativamente altas e pequenos caudais. A mais usada e conhecida é a turbina tipo *Pelton* (nome atribuído em honra ao Eng. Lester Pelton), esta turbina pode apresentar-se com um ou mais injectores, e ter eixo vertical ou horizontal.

Pode-se observar a representação de duas turbinas de acção na Figura 1.6 e Figura 1.7:

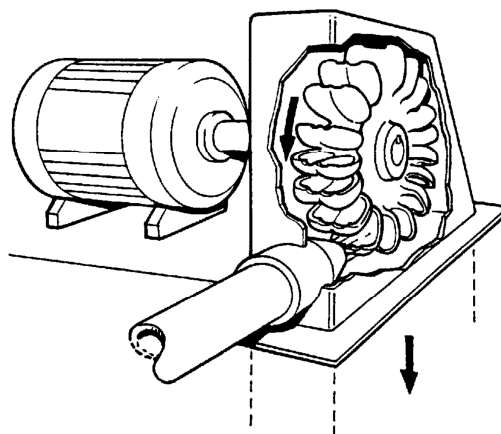


Figura 1.6 – Turbina *Pelton* [5]

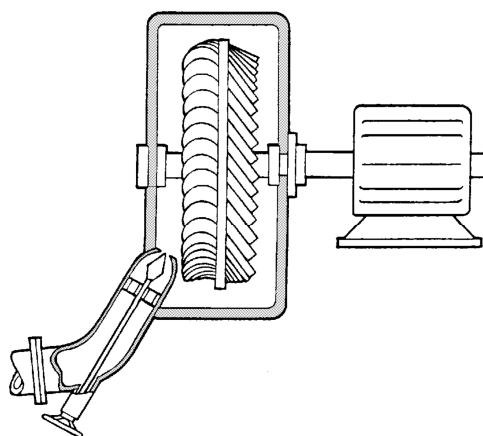


Figura 1.7 – Turbina *Turgo* [5]

As turbinas de reacção não só aproveitam a energia cinética, como também aproveitam a pressão, causando uma diminuição de pressão entre a entrada e saída do rotor. Ao contrário da turbina de acção, a água preenche completamente o interior de uma turbina de reacção. Por este motivo, uma turbina de reacção, em geral, desenvolve mais potência do que uma turbina de acção como mesmo diâmetro. Normalmente, estas turbinas aplicam-se em pequenas e médias alturas de queda e grandes caudais. Na Figura 1.8 e Figura 1.9 encontram-se representadas dois tipos de turbinas de reacção, são elas, a *Francis* e a *Kaplan*.

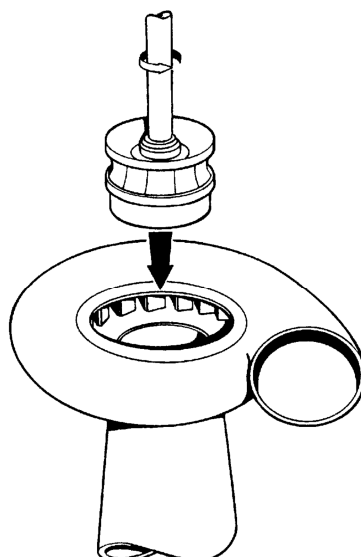


Figura 1.8 – Turbina *Francis* com caixa em espiral [5]

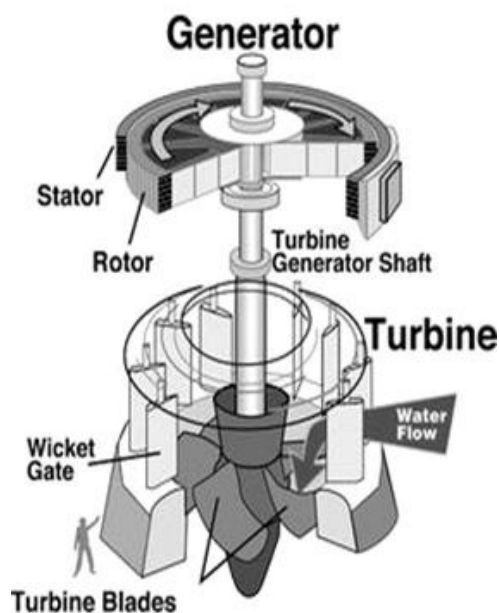


Figura 1.9 – Turbina *Kaplan* [6]

#### 1.4.2. *Seleção de turbinas*

A turbina hidráulica corresponde a uma parcela muito significativa do custo de uma central hidroelétrica, pelo que a sua seleção criteriosa reveste-se de particular interesse. Por isso, antes de seleccionar a turbina a instalar é necessário conhecer a altura de queda e caudal disponível, para determinar-se o tipo de turbina a utilizar, se é de acção ou reacção.

A classificação das turbinas geralmente encontra-se em função da altura de queda, como pode-se observar na Tabela 1.3. Como regra geral, utilizam-se turbinas de acção para grandes quedas de água e pequenos caudais, já as turbinas de reacção são utilizadas para pequenas alturas de queda e grandes caudais.

Tabela 1.3 – Classificação das turbinas [5]

Turbina	Altura de Queda		
	Baixa (<10m)	Média (10 a 50 m)	Alta (>50m)
<b>Acção ou Impulso</b>	<i>Cross-Flow</i>	<i>Cross-Flow</i> <i>Turgo</i> <i>Pelton Multi-Jactos</i>	<i>Pelton</i> <i>Turgo</i> <i>Pelton Multi-Jactos</i>
<b>Reacção</b>	<i>Francis (caixa aberta)</i> <i>Propeller</i> <i>Kaplan</i>	<i>Francis (caixa em espiral)</i>	

Para além da altura de queda, há que se ter em conta outros dois parâmetros fundamentais na selecção criteriosa da turbina hidráulica – caudal e potência.

A Figura 1.10 ilustra um diagrama usado na selecção de turbinas para pequenos aproveitamentos hidroeléctricos e que tem como função principal auxiliar a pré-seleccionar a turbina mais adequada para cada tipo de situação.

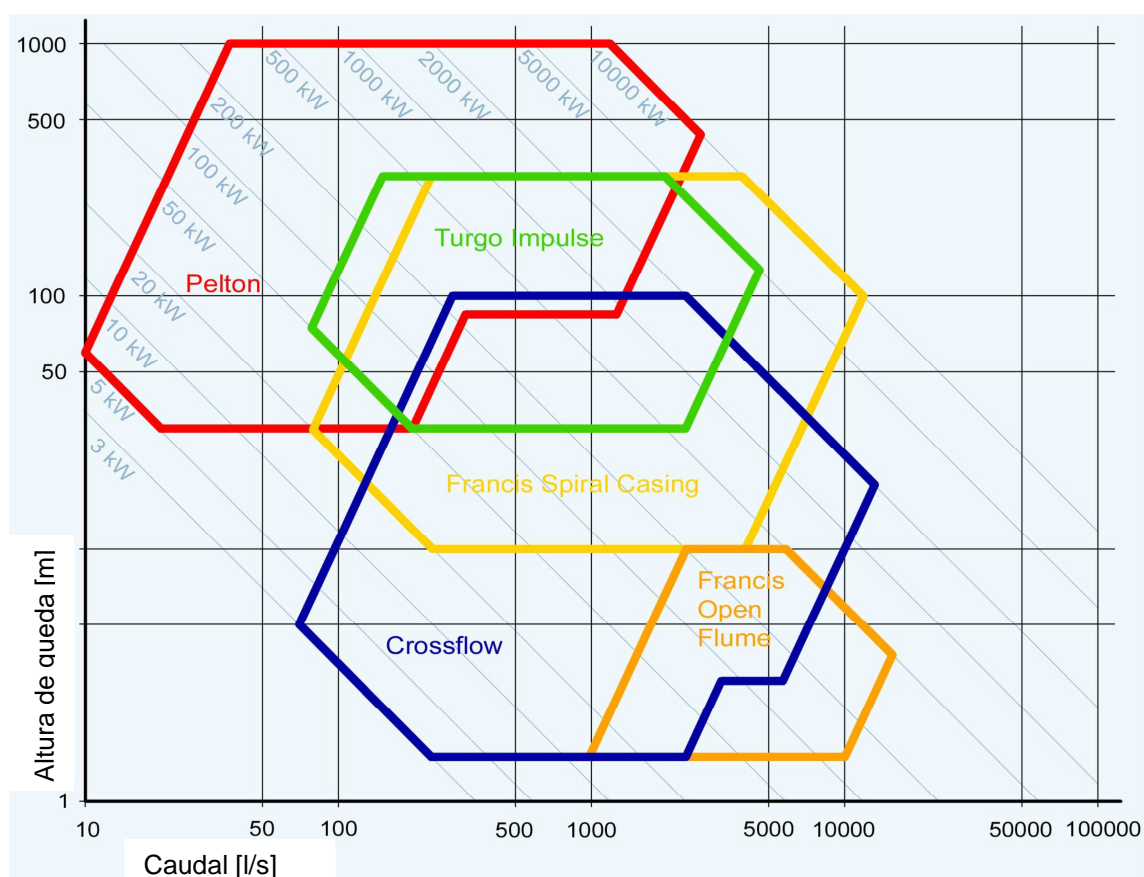


Figura 1.10 – Selecção de turbinas para CMH [7]

Outro método para seleccionar o tipo de turbina hidráulica mais indicado para um dado recurso hídrico, conhecidas a altura de queda ( $H$ ) e o caudal volumétrico ( $Q_v$ ), é através da velocidade específica ( $\Omega$ ). Para a estimativa do diâmetro aproximado do rotor da turbina pode



ser utilizado o diagrama de Cordier, que relaciona velocidade específica com o diâmetro específico ( $\Delta$ ). Estes parâmetros adimensionais, que devem ser calculados para o ponto de rendimento máximo, são definidos pelas equações (1.1) e (1.2):

$$\Omega = \frac{\omega \cdot (Q_V)^{1/2}}{(g \cdot H)^{3/4}} \quad (1.1)$$

$$\Delta = \frac{D_e (g \cdot H)^{1/4}}{Q_V^{1/2}} \quad (1.2)$$

onde:  $g$  é a aceleração da gravidade,  $H$  é a altura de queda,  $D_e$  é o diâmetro exterior do rotor, e  $\omega$  é a velocidade angular do rotor.

Nas Figura 1.11 e Figura 1.12 estão representados os diagramas referidos.

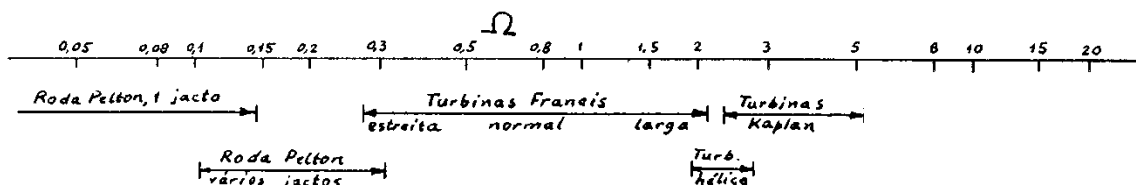


Figura 1.11 – Diagrama que relaciona a velocidade específica com o tipo de turbina [8]

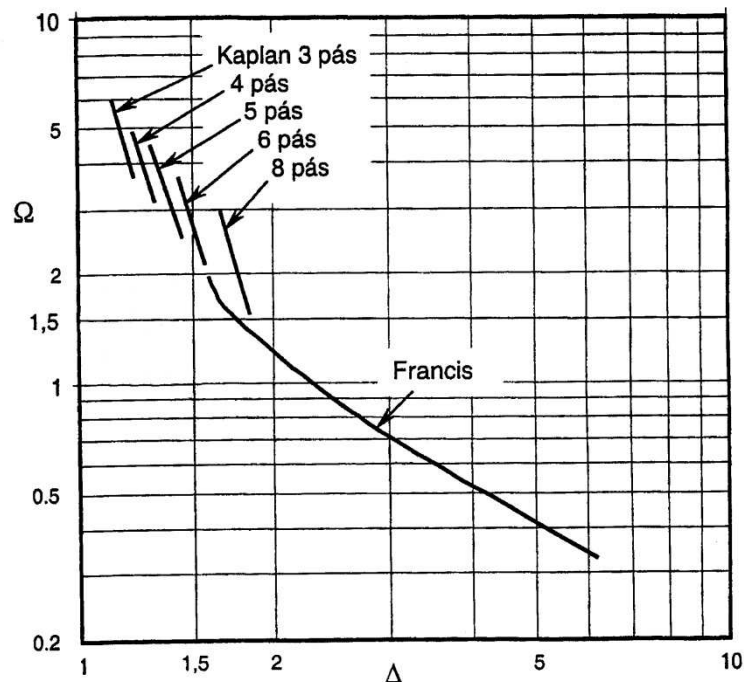


Figura 1.12 – Diagrama de Cordier para turbinas Francis e Kaplan [8]

# Capítulo 2

## Turbina *Cross-Flow*

O objectivo deste capítulo é dar a conhecer de forma geral os elementos constituintes da turbina *cross-flow*, bem como a função que cada um deles desempenha no funcionamento da turbina. Pretende-se também explicar o funcionamento da referida turbina, bem como analisar as suas vantagens e desvantagens comparativamente a outros tipos de turbinas.

Será também abordada a nomenclatura básica utilizada no projecto da turbina. Na parte final deste capítulo será analisada a tubeira, mais concretamente, os métodos de desenho utilizados para a sua construção.

### 2.1. Introdução

A turbina *cross-flow* pode ser definida como uma turbina radial de admissão parcial, normalmente considerada de acção, em que um jacto rectangular de água efectua duas passagens pelas pás do rotor.

A turbina *cross-flow* foi pela primeira vez patenteada em 1903 pelo engenheiro australiano A. G. M. Mitchell. Nos anos de 1917 e 1919 começou a ser divulgada através de alguns artigos pelo Professor Donát Bànkí que fez alguns aperfeiçoamentos à turbina de Mitchell. Anos mais tarde em 1922, em parceria com Mitchell, o engenheiro alemão Fritz Ossberger conseguiu desenvolver a turbina a partir do desenho original e obteve a sua patente. Só no ano seguinte (1923) através de Erwin Sonneck é que a turbina foi designada como “Turbina *cross-flow*”, nome que é adoptado neste trabalho. Contudo esta mesma turbina também é conhecida como “Turbina Mitchell-Bànkí” em homenagem aos seus principais inventores. A turbina também ficou conhecida comercialmente como a turbina “Ossberger” a partir de 1933, que foi quando Fritz Ossberger a patenteou e a começou a fabricar para fins comerciais numa fábrica na Alemanha, que ainda hoje é o maior fabricante deste tipo de turbinas no mundo. Apesar dos diferentes nomes e configurações, estas turbinas têm constituição e princípios de funcionamentos semelhantes [9] e [10].

Na Figura 2.1, apresenta-se a geometria típica deste tipo de turbina com a tubeira na horizontal. Contudo, este desenho é um exemplo porque existem diversas configurações, que dependem da forma como se projecta a turbina.

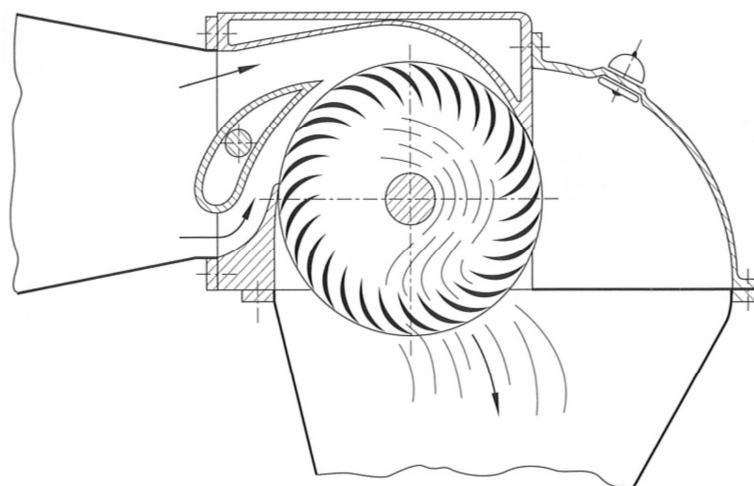


Figura 2.1 – Turbina *cross-flow* [11]

## 2.2. Funcionamento da turbina

Com a finalidade de compreender melhor o funcionamento da turbina *cross-flow*, na Figura 2.2 está representada uma geometria típica da referida turbina com os seus principais componentes.

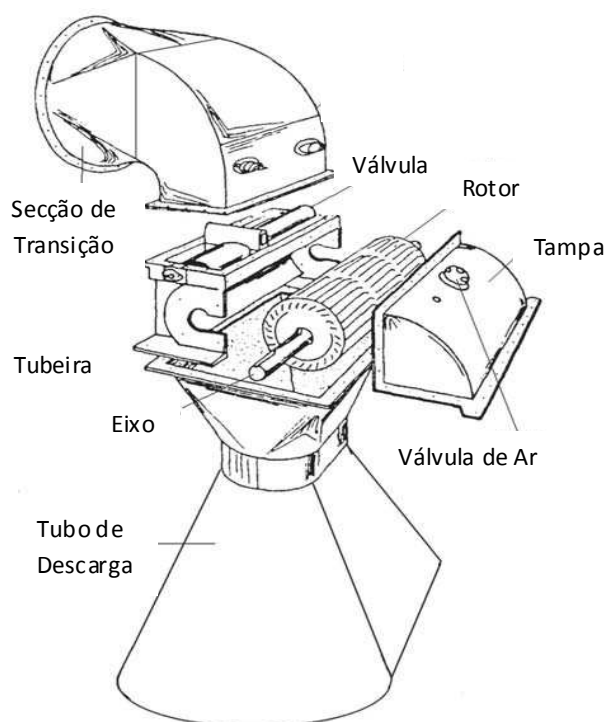


Figura 2.2 – Componentes de uma turbina *cross-flow* [10]

A turbina *cross-flow* é classificada como uma turbina de acção, genericamente um jacto de água com uma geometria rectangular sai da tubeira e entra no rotor, fazendo duas passagens pelas pás ao atravessar o rotor.

A tubeira tem a função de guiar o escoamento até à entrada do rotor, e é também um dos órgãos vitais da turbina, pois a sua geometria condiciona fortemente o rendimento da turbina. A tubeira normalmente tem uma zona de transição da secção circular da tubagem para a secção rectangular pretendida para o jacto de água. A tubeira também pode ter no seu interior uma válvula reguladora de caudal que, no caso da geometria mais usada, não é mais do que uma pá em forma de perfil alar que reduz a área à saída da tubeira. Esta redução condiciona o caudal debitado de modo a ajustar-se a outras condições de funcionamento, como por exemplo, para responder as variações de carga. Para além da forma em pá, esta válvula pode ter outras configurações hidrodinâmicas, tendo todas elas por base a redução da área útil de passagem na tubeira.

Após a saída da tubeira, a água faz duas passagens pelas pás do rotor que tem uma forma cilíndrica, a primeira passagem é de fora para dentro do rotor e a segunda é de dentro para fora. É devido a este movimento da água que é transferida a energia cinética que a água possui para o rotor, que a transforma em energia mecânica de rotação. As pás têm uma forma semicircular e estão dispostas em toda a periferia do rotor. O número de pás tem que ser adequado para evitar que o escoamento passe pelas pás sem trocar energia com elas. Ao fazer duas passagens pelas pás do rotor, a água troca energia por duas vezes provocando um duplo esforço sobre as pás que causa fadiga devido aos esforços de flexão alternados. É preciso ter especial atenção aos esforços de flexão no momento do dimensionamento das pás, para que as mesmas não quebrem por fadiga. Geralmente, as pás do rotor são fixas em discos laterais por meio de soldadura. Para caudais reduzidos o comprimento do rotor é reduzido, pelo que normalmente, apenas são usados dois discos laterais no rotor. Quando se têm caudais elevados os rotores são mais compridos e para minimizar os esforços de flexão nas pás usam-se discos intermédios.

Normalmente, o rotor é atravessado pelo veio, que poderá causar perturbação no escoamento para velocidades de rotação baixas. Quando a velocidade de rotação é baixa, o fluxo de água passa na zona central do rotor embatendo no veio, contudo quando a velocidade de rotação aumenta o fluxo de água tem tendência a afastar-se do centro e conseguindo assim fazer as duas passagens sem colidir com o veio. A envolver o rotor e a tubeira existe uma caixa exterior, que tem como função isolar o rotor do exterior de modo a evitar fugas de água e possíveis danos físicos às pessoas.

Geralmente é favorável colocar a turbina muito perto do nível da água do rio para aproveitar toda a altura de queda [como mostra a Figura 2.3(a)], contudo para evitar possíveis danos causados por cheias, pode-se colocar a turbina acima do nível da superfície livre do canal de restituição [ver Figura 2.3(b)]. Para evitar a perda de altura de queda a caixa é fechada hermeticamente. Isto permite criar uma depressão na caixa e fazer com que a água suba pelo tubo de descarga para compensar parte da altura de queda perdida ao colocar a turbina num local mais elevado. Para que a água não atinge o rotor e crie problemas de funcionamento na turbina, existe uma válvula de ar que regula a quantidade de ar que entra na caixa e no tubo de descarga para manter um nível máximo abaixo do rotor.

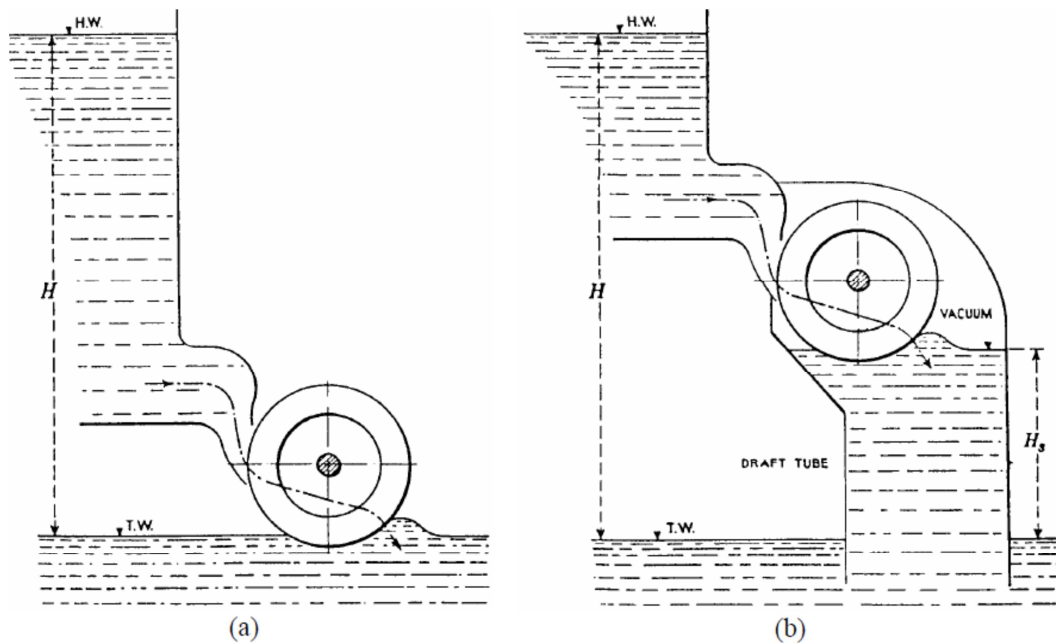


Figura 2.3 – Posicionamento do rotor em relação ao nível da superfície livre de descarga [9]

## 2.3. Vantagens e desvantagens da turbina

Após muitos anos esquecidas, as centrais mini-hídricas têm hoje em dia um novo papel devido à redução dos locais disponíveis para instalação de grandes centrais hidroelétricas, às preocupações ambientais e ao aumento dos custos da energia. É neste contexto que a turbina *cross-flow* pode ganhar mais "popularidade", isto porque durante muitos anos o seu desenvolvimento foi desprezado devido à utilização de turbinas com maior rendimento nos grandes aproveitamentos hidroelétricos.

As principais vantagens da turbina *cross-flow* são as seguintes:

- Têm uma curva de rendimento que varia pouco para uma grande variação do caudal;
- Ampla gama de utilização, pois pode ser aplicada para alturas de queda de 1 a 200 m e caudais volumétricos de 0,025 a 13 m<sup>3</sup>/s;
- É de simples instalação, fabrico e manutenção, o que reduz custos iniciais e de operação;
- Nunca ocorre o fenómeno de cavitação;
- Pode ser construída em oficinas metalomecânicas pouco sofisticadas;
- É uma turbina quase autónoma, isto é, não necessita permanentemente de operadores.

Como barreiras à utilização desta turbina, apresentam-se as principais desvantagens:

- O baixo rendimento máximo que ela possui, desencoraja a sua escolha para grandes potências em comparação com outras turbinas;

- Para pequenas alturas de queda, a turbina tem o inconveniente de trabalhar com velocidade de rotação baixa, o que leva a que se tenham que introduzir dispositivos para aumentar a velocidade de rotação transmitida ao gerador (por exemplo, correias de multiplicação), que afectam o seu rendimento global, assim como também aumentam os custos.

## 2.4. Nomenclatura usada

Nesta subsecção será abordada a nomenclatura usada no projecto da turbina, esta nomenclatura resulta de um consenso que ao longo dos anos foi estabelecido nos trabalhos académicos.

Na Figura 2.4, apresenta-se uma parte da nomenclatura típica duma turbina *cross-flow* com uma tubeira sem válvula reguladora de caudal, onde se pressupõe como aproximação que o escoamento é bem guiado. Ao ângulo que as paredes curvas à saída da tubeira fazem com a linha tangente ao rotor, dá-se o nome de ângulo de abertura das paredes da tubeira ( $\alpha_a$ ), que se assume igual ao ângulo ( $\alpha$ ) entre a velocidade absoluta ( $V$ ) e a velocidade de transporte ( $U$ ) à entrada do rotor. O ângulo de recobrimento ( $\gamma$ ) corresponde ao arco de círculo coberto pela tubeira. A largura interna da tubeira ( $b_i$ ) e do rotor ( $b_r$ ) é um aspecto a ter em especial atenção porque o jacto à saída da tubeira encontra as pás do rotor, que causam uma redução de área de passagem, como tal convém que a largura interna da tubeira seja ligeiramente menor do que a largura interna do rotor. O quociente ( $D_i/D_e$ ) entre o diâmetro interno do rotor ( $D_i$ ) e o diâmetro externo do rotor ( $D_e$ ) dá-nos a relação entre os dois para posterior dimensionamento do rotor. O ângulo ( $\beta$ ) corresponde ao ângulo entre as rectas tangentes ao diâmetro externo/interno do rotor e ao arco da pá de raio  $R_{pá}$ . As pás do rotor têm de ser em número ( $Z$ ) adequado para garantir o aproveitamento de toda a energia do escoamento, uma vez que o rendimento máximo da turbina depende, em parte, do número de pás do rotor [12]. Na nomenclatura usada, os parâmetros na primeira passagem à entrada da pá têm índices 1, já a saída da pá têm índices 2, na segunda passagem à entrada da pá têm índices 3 e a saída da pá têm índices 4.

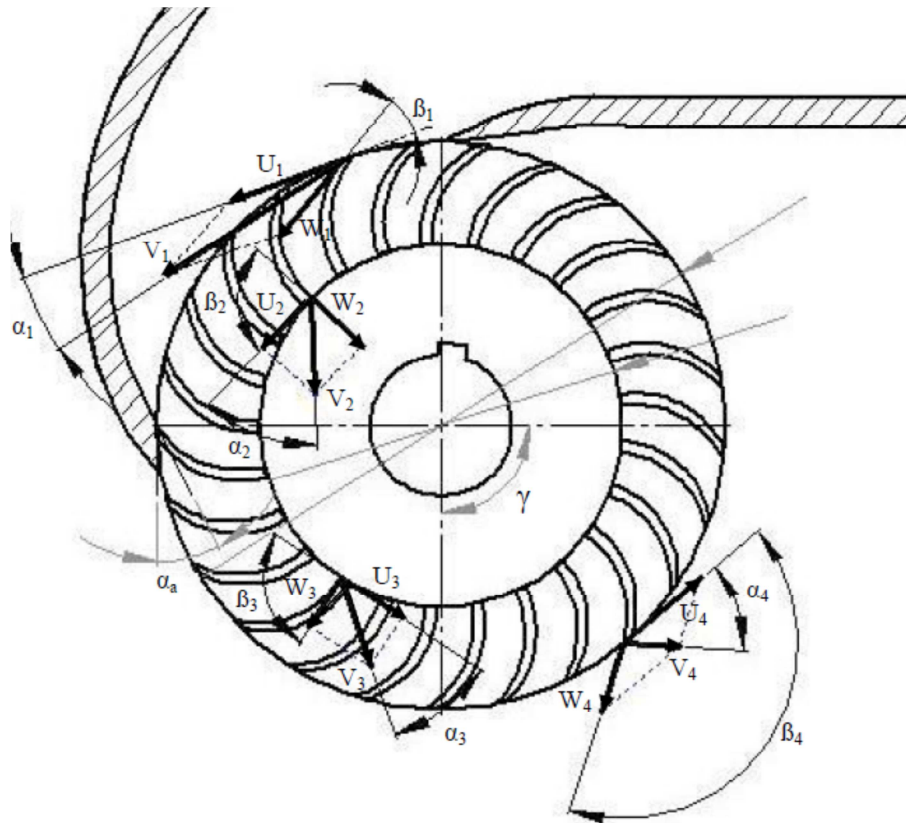


Figura 2.4 – Nomenclatura do rotor e tubeira [13]

Na Figura 2.4 são apresentados os triângulos de velocidades teóricos, considerando a turbina *cross-flow* como de acção, o escoamento unidimensional, sem perdas de energia e perfeitamente guiado. Nestas condições o escoamento à saída da tubeira já tem a pressão reinante na caixa da turbina, pelo que o escoamento só possui energia cinética. A velocidade absoluta ( $V$ ) é a soma vectorial da velocidade de transporte ( $U$ ) com a velocidade relativa ( $W$ ). A velocidade de transporte é sempre tangente ao rotor e a velocidade relativa é tangente às pás do rotor à entrada e à saída. O módulo da velocidade do jacto livre ( $V_0$ ) pode-se calcular através da equação de Torricelli:  $V_0 = \sqrt{2 \times g \times H}$ , onde  $H$  é altura de queda [m] e  $g$  é aceleração de gravidade [ $m/s^2$ ]. Como existem perdas de energia aplica-se a esta fórmula um coeficiente de perdas na tubeira ( $k_t$ ) e como tal tem-se  $V_1 = k_t \times V_0$ , onde  $V_1$  é a velocidade absoluta à entrada do rotor [m/s].

Segundo [14],  $k_t = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}}$ , onde  $\Delta H_i$  [m] é a perda de carga por atrito da água com as paredes da tubeira.

De uma forma prática, pode-se atribuir valores de  $k_t$  compreendidos entre 0,97 e 0,98 [14].

Caso no interior da tubeira exista uma válvula reguladora de caudal, como por exemplo, a que está apresentada na Figura 2.5, formam-se dois canais convergentes que possuem uma dimensão mínima de passagem, medida em ambos os canais e designada por dimensão da garganta ( $Sg_{CS}$  e  $Sg_{CI}$ ).

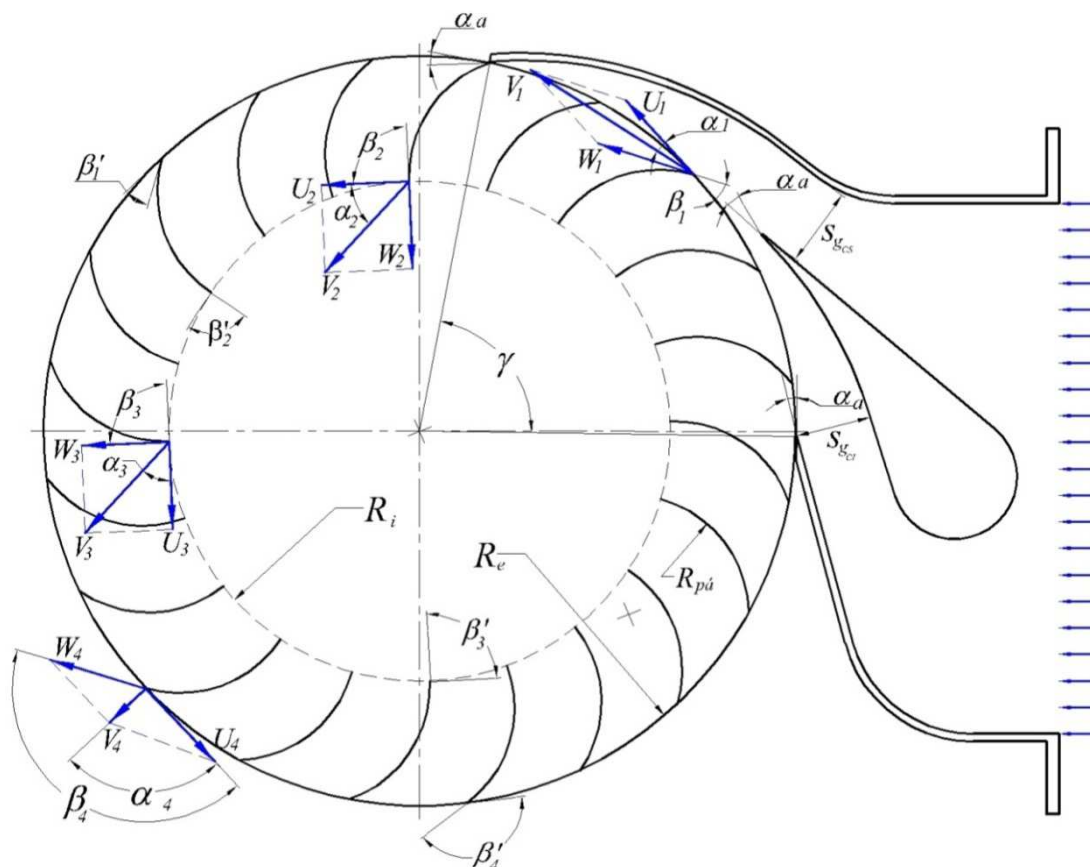


Figura 2.5 – Nomenclatura do rotor e tubeira com válvula reguladora de caudal [15]

## 2.5. Revisão bibliográfica

Ao longo dos anos foram escritos vários artigos de estudos teóricos e experimentais sobre vários aspectos da turbina *cross-flow*.

Nesta secção apresentar-se-á um resumo sucinto de alguns trabalhos sobre a turbina *cross-flow*, publicados na literatura no decorrer do século XX e XXI.

No estudo efectuado por L. A. Haimerl [9] sobre a turbina *cross-flow*, concluiu-se que na primeira passagem do caudal no rotor é produzido um binário de aproximadamente 4,6 vezes maior do que na segunda passagem. Demonstrou-se também que o funcionamento da turbina *cross-flow* não deve ser considerado sempre de acção, uma vez que existe um aumento da pressão de aproximadamente 6,3% da pressão total à entrada do rotor em condições nominais. Realizou também um estudo comparativo entre a energia produzida por uma turbina *cross-flow* e uma *Francis* ao longo de um ano, onde concluiu que apesar do rendimento máximo da *cross-flow* ser inferior ao da *Francis*, durante um ano a *cross-flow* é mais produtiva em termos energéticos devido a sua curva de rendimento ser quase constante para valores de caudal variável. Foi Haimerl [9], que sugeriu a aplicação de um tubo de descarga para compensar a perda de altura de queda quando a turbina se encontrar acima do nível da água no canal de restituição [9].



C. A. Mockmore e F. Merryfield [16] construíram e realizaram vários testes em laboratório numa turbina com as mesmas especificações da utilizada por Donát Bánki. A turbina foi dimensionada para uma altura de queda de 4,9 m e um caudal volúmico de 0,085 m<sup>3</sup>/s. A turbina testada tinha uma tubeira com as paredes com um ângulo de abertura de 16° à saída, o diâmetro externo do rotor era de 0,333 m, largura de 0,305 m, e o mesmo possuía 20 pás com ângulos de entrada de aproximadamente 30°. Apesar do rotor ser o mesmo, Mockmore e Merryfield [16] realizaram vários testes com larguras diferentes da tubeira (tubeira com largura ajustável, de modo a controlar o caudal), para alturas de queda de 2,7; 3,0; 3,7; 4,3 e 4,9 m. O rendimento máximo obtido foi de 68% com uma velocidade de 270 rpm, para uma altura de queda de 4,9 m e um caudal volúmico de 0,062 m<sup>3</sup>/s, com a tubeira aberta ao máximo. Foram também incluídos no artigo duas imagens de tubeiras com válvula reguladora de caudal. No estudo realizado por Mockmore e Merryfield [16], chegaram-se às seguintes conclusões:

- 1 ) A turbina pode funcionar com bom rendimento numa gama variada de caudais, em comparação com outras turbinas;
- 2 ) O uso deste tipo de turbina é vantajosa devido à sua simplicidade e facilidade de construção, que a tornam bastante económica;
- 3 ) O valor máximo obtido de 68% de rendimento, não é muito elevado, devendo procurar-se aumentar a eficiência da turbina realizando vários testes com diferentes números de pás e diferentes tubeiras;
- 4 ) A variação da largura da tubeira ( $b_t$ ) condiciona o caudal debitado, altera a razão  $b_r/b_t$ , mas não altera o ângulo de abertura das paredes da tubeira ( $\alpha_a$ );
- 5 ) A velocidade específica da turbina encontra-se entre as turbinas de acção e reacção [16].

Nakase et al. [17] realizaram estudos sobre algumas das principais características de desempenho geral da turbina *cross-flow*, bem como do rendimento da referida turbina. Foram ainda apresentados no mesmo trabalho, estudos sobre a influência do ângulo de recobrimento ( $\gamma$ ), da forma das paredes e da área da garganta das tubeiras, no rendimento da turbina. Para as suas experiências, Nakase et al. [17] usaram um rotor com 315 mm de diâmetro externo e uma razão de diâmetros ( $D_i/D_e$ ) de 0,68. O rotor tinha uma largura de 315 mm, possuía 26 pás com ângulos a entrada e a saída de 30° e 90°, respectivamente. O rotor era apoiado em apenas um dos lados, como forma de facilitar o escoamento no interior do mesmo. A tubeira e o rotor tinham uma das partes laterais construídas em acrílico transparente, para possibilitar a visualização do escoamento no interior dos mesmos. Foi utilizado um tubo de pitot com 3 furos para medir a velocidade e a pressão à saída da tubeira e do rotor. Para analisar a relação entre o rendimento da turbina e o ângulo de recobrimento da tubeira, foram realizados ensaios com quatro tubeiras em que as paredes possuíam geometrias definidas por arcos de círculo. Os valores adoptados para ângulo de recobrimento foram 30°, 60°, 90° e 120°, mantendo-se constante o valor do ângulo de abertura das paredes da tubeira ( $\alpha_a = 15^\circ$ ) para todas as geometrias. O rendimento máximo de aproximadamente 82% foi obtido para  $\gamma = 90^\circ$ . Os autores concluíram que a razão óptima entre a área da garganta e área de saída da tubeira

$(2S_g/(D_e \times \gamma))$ , é de aproximadamente 0,26, dependendo também do ângulo de recobrimento que no caso foi de 90°. Quando comparadas as evoluções de rendimento entre uma tubeira com as paredes com a forma de espiral logarítmica e outra com arcos de círculo, concluiu-se que a primeira possuía um rendimento ligeiramente superior. Concluiu-se também que a turbina *cross-flow* não é totalmente de acção, porque ocorreu uma ligeira diminuição da pressão após a saída da tubeira. Finalmente, verificou-se que o escoamento que atravessa o rotor acelera, da primeira para a segunda passagem, pelo que foi proposta a alteração dos triângulos de velocidades do rotor [17].

N. H. C. Pereira e J. Borges [18] apresentaram um novo modelo de perdas para a turbina *cross-flow*, baseando-se à partida nos mesmos pressupostos do modelo de perdas discutido por Mockmore e Merryfield [16] e por Varga [19] que supõe que a turbina é de acção e o escoamento no interior da mesma é unidimensional. A diferença relativa entre os dois modelos é que no novo modelo apresentado por Pereira e Borges [18] considera-se que o escoamento relativo a saída da segunda passagem pelas pás do rotor apresenta um ângulo igual ao ângulo das pás no diâmetro exterior, e isto resultou em diferenças consideráveis para a evolução de rendimento para velocidades de rotação do rotor superiores à de rendimento máximo. Numa comparação efectuada graficamente, verificou-se que a curva de rendimento obtida com o novo modelo ajusta-se melhor aos valores obtidos experimentalmente do que a curva obtida com o modelo tradicional. Apesar da turbina *cross-flow* ser considerada vulgarmente de acção, os autores do novo modelo de perdas concluíram que para valores elevados do quociente de velocidades  $(U_1/V_0)$ , surge algum grau de reacção [18]. O quociente de velocidades constitui um parâmetro adimensional de grande importância no estudo da turbina *cross-flow*, sendo definido por:  $U_1/V_0 = \omega R_e / \sqrt{2gH}$

No estudo sobre o efeito do número de pás do rotor e da reacção no rendimento da turbina hidráulica *cross-flow* realizado por J. Borges e C. Pereira [20], foram apresentados alguns parâmetros geométricos que influenciam o rendimento máximo da referida turbina. O estudo baseou-se num novo modelo de perdas desenvolvido que considerou o funcionamento da turbina como sendo de acção, ver [18]. Por meio de estudos realizados com o modelo tradicional tem-se geralmente adoptado  $\beta_{pá} = \beta_1 \approx 2\alpha_1$ , mas usando como referência um ângulo  $\alpha_1$  de 15° e aplicando os mesmos pressupostos simplificativos, o estudo com o novo modelo de perdas prevê um aumento do rendimento máximo em cerca de 3,9% se for utilizado um rotor com  $\beta_{pá} = 20^\circ$  em vez de  $\beta_{pá} = 30^\circ$ . Seguidamente propôs-se um critério para a escolha do número mínimo de pás que o rotor deve possuir para garantir que todo o caudal que sai da tubeira troca energia com o rotor pelo menos até uma razão de velocidades  $U_1/V_0$  igual à do ponto de rendimento máximo. Segundo o modelo desenvolvido, a expressão para estimar o número mínimo de pás que o rotor deve possuir de forma a não haver água a sair da tubeira sem incidir nas pás do rotor, é a seguinte:  $Z \geq \frac{\pi}{\left(\alpha_1 - \frac{U_1}{V_0} \frac{\text{Sen}\alpha_1}{K_t}\right)}$

Apesar da turbina *cross-flow* ser vulgarmente considerada de acção verificou-se, no

estudo realizado por Borges e Pereira [20], o surgimento de um certo grau de reacção para velocidades de rotação superiores à de rendimento máximo, que foi identificado experimentalmente através da diminuição do caudal debitado. A diminuição do caudal debitado resulta de um aumento da pressão estática a saída da tubeira. Os autores concluíram que existem duas causas prováveis para a justificação do surgimento da reacção na turbina, uma que tem a ver com a área de passagem disponível no diâmetro interior do rotor, e a outra com a redução da área de passagem entre as pás, provocada pela separação do escoamento junto ao bordo de ataque, originada por grandes ângulos de incidência [20].

## 2.6. Caracterização da turbina *cross-flow*

Segundo informações fornecidas pelo fabricante Ossberger [10], esta turbina pode ser utilizada para alturas de queda entre 1 a 200 m e caudais de 0,025 a 13 m<sup>3</sup>/s, abrangendo uma gama de potências de 1 kW até cerca de 3000 kW por grupo. Apesar desta vasta gama de utilização, que se sobrepõe à das turbinas *Pelton* e *Kaplan*, como está representado na Figura 2.6, as aplicações mais vulgares da turbina *cross-flow* ocorrem para alturas de queda entre os 2 e 30 m.

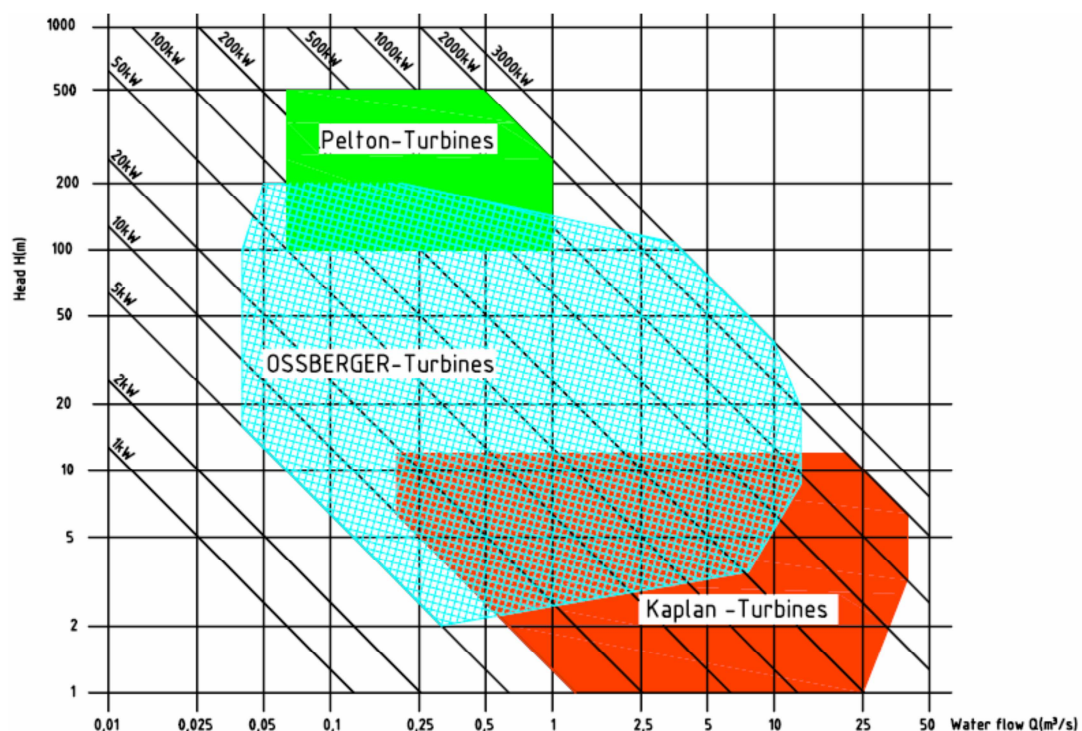


Figura 2.6 – Gama de aplicação simplificada das turbinas hidráulicas [10]

É difícil estimar valores típicos para rendimento máximo apresentado pelas turbinas *cross-flow*, pois existe grande variação e dispersão nos valores publicados na literatura. A certeza que existe é que este valor é inferior ao obtido com outros tipos de turbinas hidráulicas.

Na bibliografia encontram-se referidos valores máximos de rendimentos para turbina *cross-flow*, variando entre aproximadamente 65% e 86%, [10] [9] [16] ou como mostra a Tabela 2.1.

Já passou mais de um século desde o ano em que a turbina *cross-flow* foi inventada, verificando-se que no decorrer de todos estes anos, foram realizados vários trabalhos experimentais com a referida turbina. Na Tabela 2.1 encontra-se de forma resumida os parâmetros geométricos adoptados pelos diferentes investigadores e os resultados obtidos pelos mesmos.

Tabela 2.1 – Parâmetros geométricos e resultados de trabalhos experimentais [15]

<i>Trabalho</i>	Forma da parede	Controlo de caudal	$\gamma$ (m)	$\alpha_a$ (°)	$b_t$ (m)	$\beta'_1$ (°)	$\beta'_2$ (°)	$Z$	$D_e$ (mm)	$\frac{D_i}{D_e}$	$\frac{b_r}{D_e}$	$\frac{b_r}{b_t}$	$H$ (m)	$\eta_{max}$ (%)
Mockmore e Merryfield (1949)	E. L.	Sim	NR	16	305	30	90	20	333	0,66	0,92	1,0	2,7 a 4,9	68
Varga (1959)	E. L.	Sim	NR	16	100	30	90	30	200	0,66	0,97	1,28	5 a 15	77
Nakase et al. (1982)	E. L. A. C.	Não	30 60 90 120	15	315	30	90	26	315	0,68	1,0	1,0	1,5	82
Johnson et al. (1982)	E. L.	Sim	120	16	120	30	90	18	260	0,68	0,46	1,0	0,9 a 2,4	80
Dixhorn et al. (1984)	E. L.	Não	90	15	197	30	90	22	277	0,66	0,71	1,0	1,5	70
Durgin e Fay (1984)	NR	NR	50;63; 70;80	16	NR	NR	NR	20	NR	NR	NR	NR	NR	66
Fukutomi et al. (1985)	E. L. A. C.	Não	90	15	100	--	--	--	--	--	--	--	--	--
Khosrowpanah et al. (1988)	NR	Não	58;78; 90	16	152	30	90	10;15; 20	152 305	0,68	1,0 0,5	1,0	0,34	80
Fukutomi et al. (1991)	A. C.	Não	90	15	100	30	90	26	315	0,68	0,32	1,0	NR	NR
Fiuzat et al. (1991)	NR	Não	90 120	16	152	30	90	NR	305	0,68	0,5	1,0	NR	79
Desai e Aziz (1994a)	E. L.	Não	90	24 28 32	NR	42 47 51	90	15 20 25	NR	0,60 0,68 0,75	NR	NR	NR	84,5
Desai e Aziz (1994b)	E. L.	Não	90	22;24; 26;28; 32	NR	38;42; 44;47; 51	90 55	15;20 25;30	NR	0,60 0,68 0,75	0,33 0,50	1,0 1,5 2,0 3,0	NR	90
Totapally e Aziz (1994)	E. L.	Não	90	22 24	102 152	38 42	45;55; 56;69; 83;90; 93;97	15;20 25;30 35;40	NR	0,68	NR	NR	NR	92
Fukutomi et al. (1995)	A. C.	Não	90	15	100	30	90	26	315	0,68	0,32	1,0	1,5	NR
Joshi et al. (1995)	NR	Sim	12;26; 32;36	16	300	30	90	8;10;16; 20;24;30	300	0,66	1,08	1,08	2 a 9	64,5
Pereira e Borges (1996)	E. L. Não	Sim	80	15	210	30	90	10 25	300	0,66	0,72	1,02	3,2 a 5,2	72
Olgun (1998)	NR	Sim	46 104	16	114	30	90	28	170	0,54 0,58 0,67 0,75	0,67	1,0	4 a 30	72
Olgun (2000)	NR	Sim	46	16	114	30	90	24	170	0,54	0,67	1,0	4 a 30	65

NR : Não Referido ; E. L. : Espiral Logaritmica ; A. C. : Arcos de Círculos

Na Figura 2.7, apresenta-se a comparação das curvas de rendimentos típicos de alguns tipos de turbinas hidráulicas.

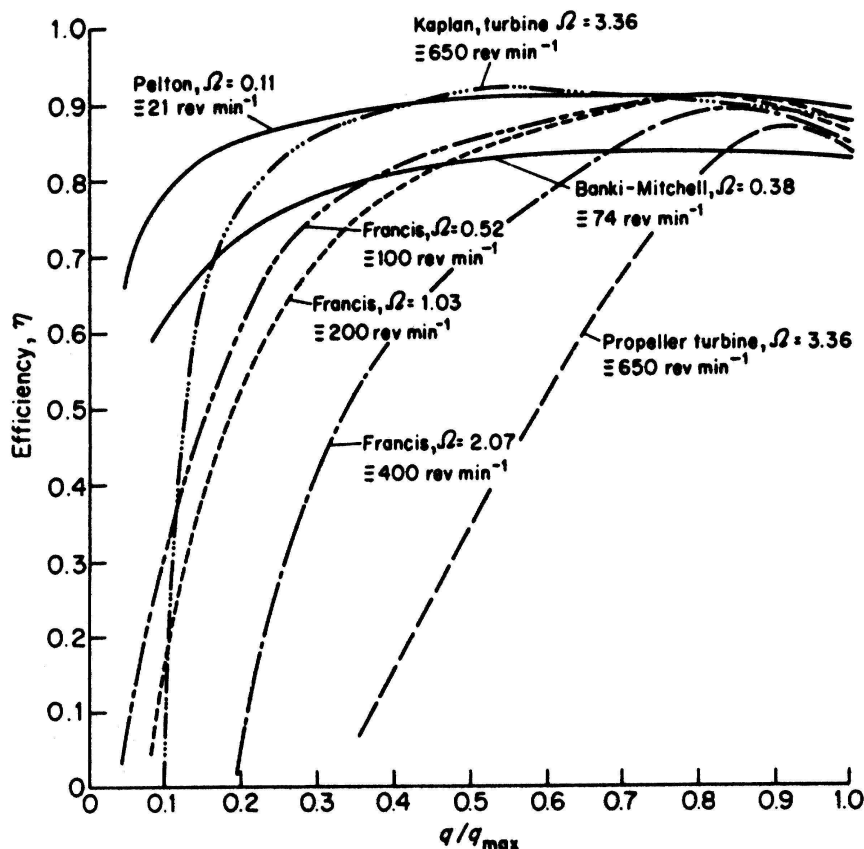


Figura 2.7 – Comparação das curvas de rendimentos de algumas turbinas [21]

Analisando as diferentes curvas de rendimento dos vários tipos de turbinas representadas na Figura 2.7, pode-se concluir que as turbinas usualmente utilizadas nas grandes centrais hídricas apresentam valores de rendimento máximo superiores aos da turbina *cross-flow*. Isso deverá justificar-se pelo maior grau de aperfeiçoamento, motivado pelo interesse em utilizar turbinas de alto rendimento nos grandes aproveitamentos hidroeléctricos, onde não existe grandes variações de caudais ao longo do tempo. Embora o rendimento máximo da turbina *cross-flow* seja inferior ao de todas as outras representadas na Figura 2.7, no entanto esta exibe uma curva bastante plana, isto é, possui bom rendimento (aproximadamente constante) para uma gama bastante alargada de caudais. Esta característica de funcionamento é semelhante à da turbina *Pelton* de múltiplos injectores. A turbina *Francis*, concorrente da *cross-flow* em algumas aplicações, beneficia de um elevado rendimento máximo, apesar do rendimento decair significativamente para pequenas variações de caudal.

## 2.7. Métodos de desenho das tubeiras

O projecto de uma turbina *cross-flow* baseia-se principalmente na definição da geometria do rotor e da tubeira, conhecidas as características do recurso hídrico (caudal e altura de queda) e a velocidade de rotação do gerador eléctrico. Neste trabalho serão descritos somente

os métodos de desenho da tubeira da turbina, não sendo abordados os aspectos relacionados com o projecto do rotor.

A tubeira da turbina é o componente que acelera o escoamento e controla o caudal de água que entra na turbina, orientando o jacto de secção rectangular para que entre nas pás do rotor com o ângulo mais adequado.

O escoamento na tubeira é muito complexo, pois a geometria é curva e fortemente assimétrica em que a influência do jacto livre, cuja forma se desconhece inicialmente, no escoamento não pode ser desprezada. Estas características dificultam muito o estudo numérico do escoamento na tubeira, e como é um dos componentes que requer uma especial atenção para não comprometer o rendimento da turbina, tem sido objecto de vários trabalhos experimentais e numéricos nos últimos anos, na tentativa de melhorar o seu desempenho.

Os principais parâmetros geométricos a considerar no desenho da tubeira são a largura, o ângulo de recobrimento e o ângulo de saída das paredes. A evolução das paredes da tubeira entre a entrada e a saída condiciona o seu desempenho na correcta orientação do escoamento.

As paredes das tubeiras podem ser desenhadas através de arcos de circunferência (método empírico) ou através de espirais logarítmicas (método teórico unidimensional).

Os resultados experimentais têm demonstrado que as tubeiras com paredes em forma de espiral logarítmica permitem rendimentos da turbina ligeiramente superiores, por direccionarem mais eficientemente o jacto de água para as pás do rotor. No entanto, a utilização deste método de desenho torna a construção da tubeira mais complexa e dispendiosa.

O desenho da tubeira pelo método das espirais logarítmicas tem como base a teoria da análise unidimensional do escoamento. Este método é também utilizado nos desenhos de volutas de turbomáquinas radiais. Apesar deste método representar um avanço em relação ao método empírico, na grande maioria dos casos ainda não permite desenhar totalmente as paredes da tubeira, sendo necessário recorrer ao método empírico para desenhar as zonas a montante. A forma em espiral logarítmica da tubeira garante que o jacto que entra na turbina sofra uma aceleração uniforme. A Figura 2.8 mostra o desenho de uma tubeira realizado por meio do método das espirais logarítmicas, com auxílio de um programa de desenho em 2D.

Outra forma de desenhar a tubeira consiste em “adivinhar” a geometria de forma empírica, respeitando os ângulos de entrada e saída da tubeira e o arco de admissão do rotor (ângulo de recobrimento). Apartir destes dados e com alguma intuição, recorrendo a formas geométricas simples, como arcos de círculo, rectas e respectivas concordâncias, obtém-se a geometria da tubeira. Fica evidente que a forma encontrada depende fortemente da intuição e experiência do projectista, não existindo garantias de que a tubeira desempenhe correctamente as suas funções. Na Figura 2.9 pode-se observar uma tubeira construída com arcos de círculo, rectas e concordâncias.

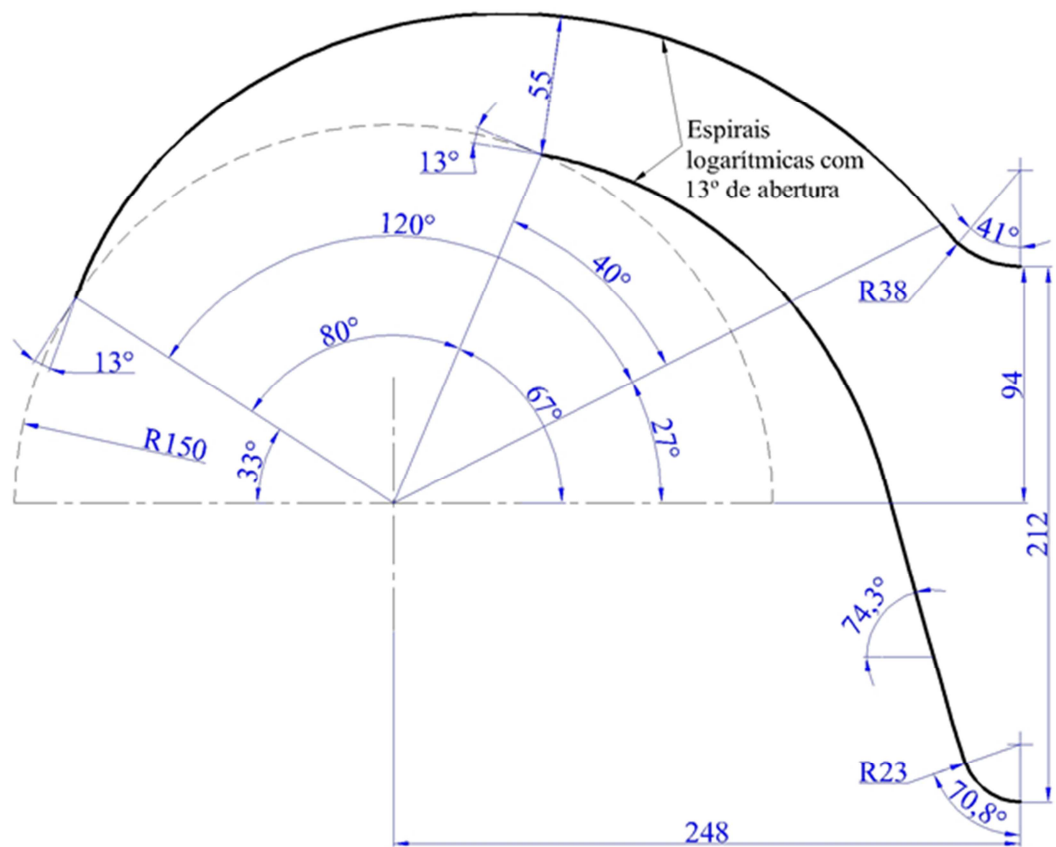


Figura 2.8 – Exemplo de uma tubeira obtida por meio de espirais logarítmicas [15]

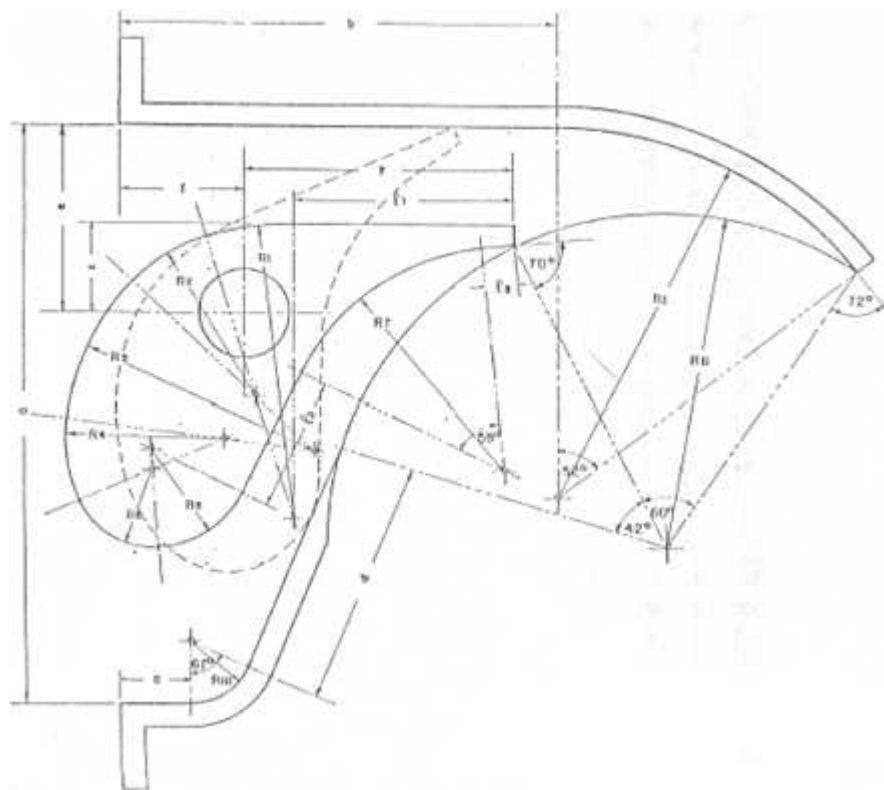


Figura 2.9 – Tubeira construída com método empírico [14]

O principal objectivo do projecto da tubeira é que esta consiga orientar o escoamento para que o ângulo ( $\alpha_1$ ) da velocidade absoluta do escoamento à entrada do rotor em relação à velocidade de transporte coincida, em todo o arco de recobrimento, com o ângulo de abertura das paredes da tubeira ( $\alpha_a$ ). De acordo com os trabalhos experimentais realizados ao longo dos anos verifica-se que, regra geral, se adopta um valor próximo de 15° a 30° (ver Tabela 2.1), para o ângulo da velocidade absoluta à entrada do rotor ( $\alpha_1$ ), assim como é indicado, de uma forma consensual em estudos experimentais, que o rendimento máximo da turbina ocorre para um ângulo de recobrimento de 90° [17], como ilustra a Figura 2.10.

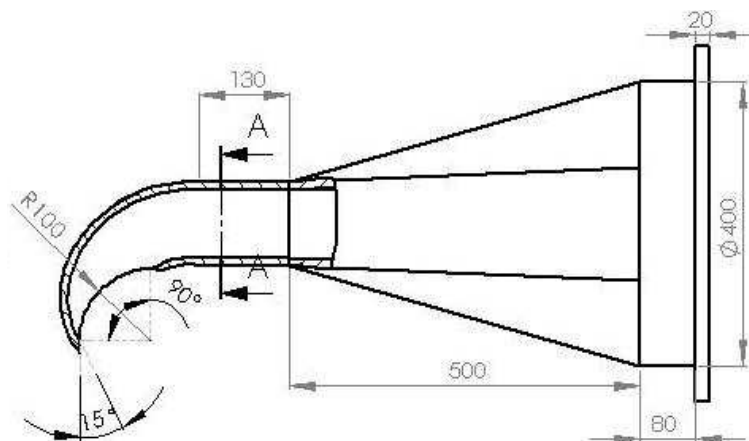


Figura 2.10 – Tubeira com indicação do ângulo de recobrimento e de abertura das paredes da tubeira [13]

O diâmetro do rotor, que depende directamente da altura de queda e da velocidade de rotação pretendida, condiciona o desenho da tubeira. Uma vez definido o diâmetro do rotor a largura da tubeira pode ser estimada com base no caudal que se pretende que debite.

Partindo de uma análise unidimensional do escoamento pode-se estimar o caudal teórico debitado pela tubeira conhecendo o valor do diâmetro exterior do rotor ( $D_e$ ), da área útil de saída da tubeira ( $A_t$ ) e o módulo e ângulo do vector velocidade absoluta ( $\alpha_1$ ), através da equação (2.1):

$$Q_{teo} = V_1 \times \sin \alpha \times A_t = k_t \times \sqrt{2 \times g \times H} \times \sin \alpha \times b_t \times \gamma \times \frac{D_e}{2} \quad (2.1)$$

Se o caudal teórico for conhecido, através da equação (2.1), pode estimar-se o valor da largura da tubeira ( $b_t$ ), em que  $k_t$  é o coeficiente de perdas na tubeira e  $H$  é a altura de queda.



# Capítulo 3

## Sistemas de controlo de caudal

Neste capítulo pretende-se analisar os diferentes sistemas de controlo de caudal utilizados nas turbinas *cross-flow*, descrevendo os seus princípios de funcionamento bem como algumas das suas vantagens e desvantagens.

### 3.1. Introdução

Alguns rios apresentam grandes variações de caudal ao longo dos meses do ano, não permitindo manter sempre o mesmo caudal na turbina. A necessidade de variar o caudal também ocorre quando se pretende adequar a potência produzida ( $P_{Pot.Turb.} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \cdot \eta_{Turb.}$ ), às necessidades do momento. A regulação de potência das turbinas deve ser realizada por variação do caudal turbinado. Em 1938 começou-se a utilizar no interior da tubeira da turbina *cross-flow* as válvulas reguladoras de caudal para variar o caudal, garantindo uma reduzida perda de rendimento da turbina quando opera em cargas parciais.

Nas centrais hidroeléctricas com caudais irregulares, as turbinas com rendimentos máximos elevados mas com um comportamento menos favorável às variações de caudal, produzem menos energia ao longo do ano do que as turbinas cujas curvas de rendimento são mais planas. A turbina *cross-flow*, devido a um mecanismo de regulação de caudal desenvolvido por Ossberger, consegue ter uma evolução muito plana da curva de rendimento numa gama muito lata de caudais, ver Figura 3.1 [22].

A repartição do caudal da turbina *cross-flow* em duas secções de passagem diferentes, como mostra a Figura 3.1, permite que a admissão de água no rotor seja realizada de um modo muito eficiente. Cada uma das secções de passagem possui uma válvula reguladora independente, que permite o controlo individual do caudal admitido, podendo este variar de 1/3 a 3/3, ver [10], [9]. Para caudais reduzidos utiliza-se a primeira secção, correspondente a 1/3 da área total de passagem, e a secção correspondente a 2/3 da área total deve ser utilizada para caudais intermédios. As duas secções devem ser utilizadas em simultâneo nas situações de caudal máximo. Deste modo pode ajustar-se o funcionamento da turbina ao caudal disponível, ou à carga solicitada, sem perda significativa de rendimento, garantindo assim o funcionamento da turbina com bom rendimento. Isto explica porque as turbinas *cross-flow* são preferidas em aproveitamentos hídricos com grandes variações de caudal.

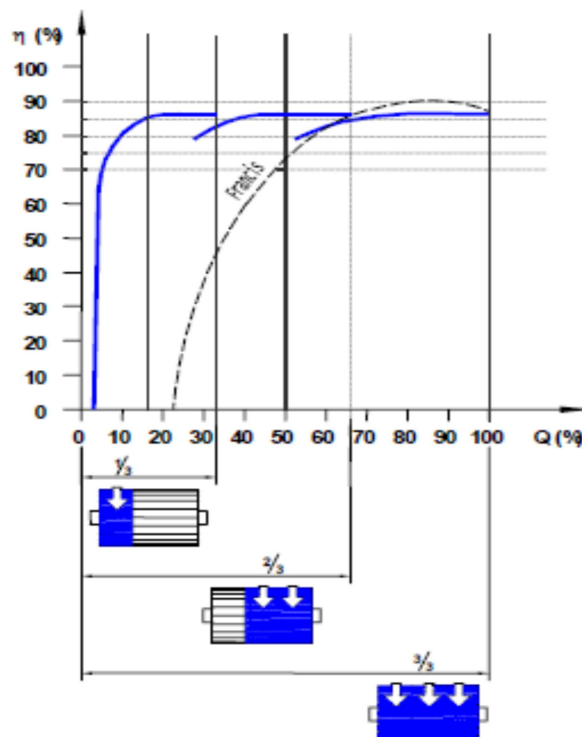


Figura 3.1- Comparação entre as curvas de rendimento de uma turbina *cross-flow* com regulação de caudal e de uma turbina *Francis* [10]

## 3.2. Válvulas reguladoras de caudal

Como o próprio nome indica, estas válvulas têm como função principal regular ou variar o caudal que passa na tubeira, podendo adicionalmente, servir como forma de cortar completamente o fornecimento de água ao rotor da turbina. Algumas destas válvulas asseguram, qualquer que seja a sua posição, a divisão do escoamento em duas partes e o seu correcto guiamento até ao rotor. Por isto, estas válvulas devem ser cuidadosamente desenhadas de modo a garantir o correcto desempenho das suas funções.

A maior parte das válvulas reguladoras de caudal existentes estão posicionadas no interior da tubeira e movimentam-se em torno do seu eixo, por isso induzem alguma perda de carga na tubeira, mesmo na posição de totalmente abertas.

Por não haver nomes específicos para alguns dos vários tipos de válvulas na bibliografia consultada, neste trabalho serão referenciadas por números.

### 3.2.1. Válvula do tipo 1

O tipo de válvula, que se pode observar na Figura 3.2, é a maneira mais comum que se tem utilizado para controlar o caudal de água que chega ao rotor. A válvula reguladora de caudal é constituída por um objecto com geometria de perfil sustentador, que restringe o escoamento por aproximação às paredes da tubeira.

O controlo da área de passagem e consequentemente do caudal, faz-se ajustando a distância das duas extremidades da válvula às paredes da tubeira, o que se consegue rodando a válvula em torno do seu eixo por meio de uma manivela rotativa ou alavanca. Inicialmente, na Figura 3.2 a válvula encontra-se na posição totalmente aberta, ao accionar-se o dispositivo de regulação da válvula, por exemplo alavanca ou manivela rotativa, esta começa a rodar (em relação a horizontal), reduzindo desta forma o caudal pela redução da área de passagem do escoamento em ambas as passagens. Para abrir a válvula e consequentemente deixar passar maior quantidade de caudal para o rotor, deve-se efectuar o processo inverso.

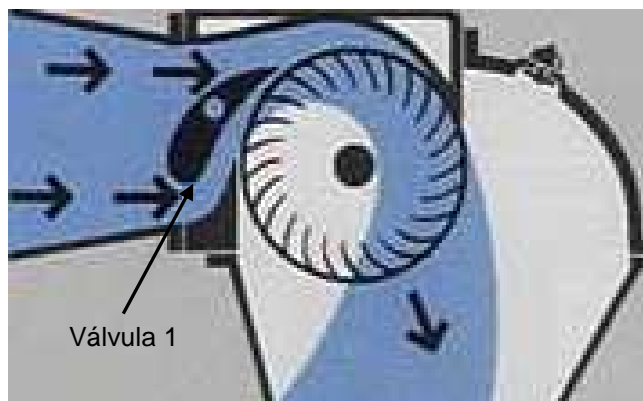


Figura 3.2 – Tubeira com válvula do tipo 1 [10]

Este tipo de válvula é muito utilizada devido à sua adequada configuração que permite, com um esforço reduzido para a movimentação, um bom desempenho na orientação do escoamento e na repartição do caudal.

Na Figura 3.3, pode-se observar outra representação da válvula do tipo 1, com ligeiras modificações e aplicada numa tubeira com geometria diferente.

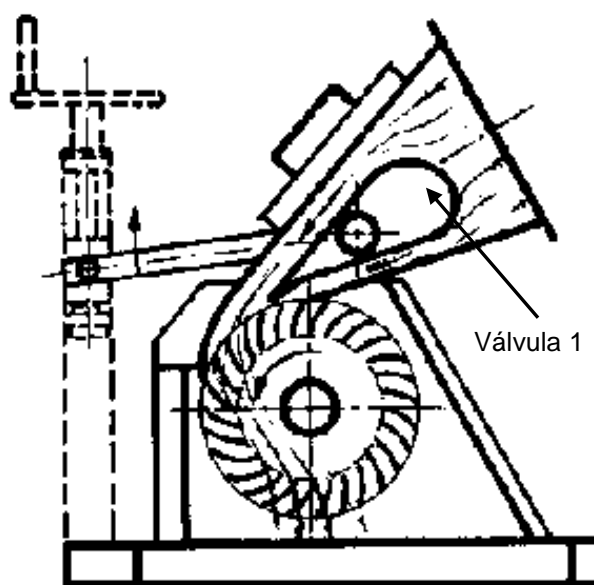


Figura 3.3 – Tubeira com válvula do tipo 1 e manivela/alavanca de accionamento [23]

Na “Société Hydrotechnique de France (Paris)” [24], realizaram-se várias experiências com a válvula do tipo 1, onde chegaram à conclusão que com este tipo de válvula obtém-se bons valores de rendimentos, entretanto ela apresenta três “falhas” importantes:

- Abaixo de 50% de abertura é altamente susceptível a cavitação, e seu desempenho diminui rapidamente;
- O seu binário de rotação varia com a abertura e pode atingir valores elevados;
- Dada a sua geometria, implica a fabricação em moldes.

### 3.2.2. Válvula do tipo 2

Na Figura 3.4 é apresentado um outro tipo de válvula reguladora de caudal. A válvula actua como se tratasse de uma comporta, encaixando-se perfeitamente na abertura rectangular de passagem da água, logo após a saída da tubeira. À medida que se vai rodando a manivela no sentido dos ponteiros do relógio, por exemplo, a válvula descreve um movimento de translação, reduzindo a área de passagem do escoamento. Pode movimentar-se até cortar por completo o fornecimento de água ao rotor, caso seja necessário. Para aumentar a área de passagem do escoamento, efectua-se a operação no sentido inverso.

Este tipo de válvula é fácil de construir, no entanto pode apresentar fugas de água entre a válvula (5) e a parede inferior da tubeira, causando uma perda de rendimento. A resistência estrutural da válvula deve ser elevada dado que o principal apoio está distante da zona de maior esforço mecânico, causado pela pressão da água.

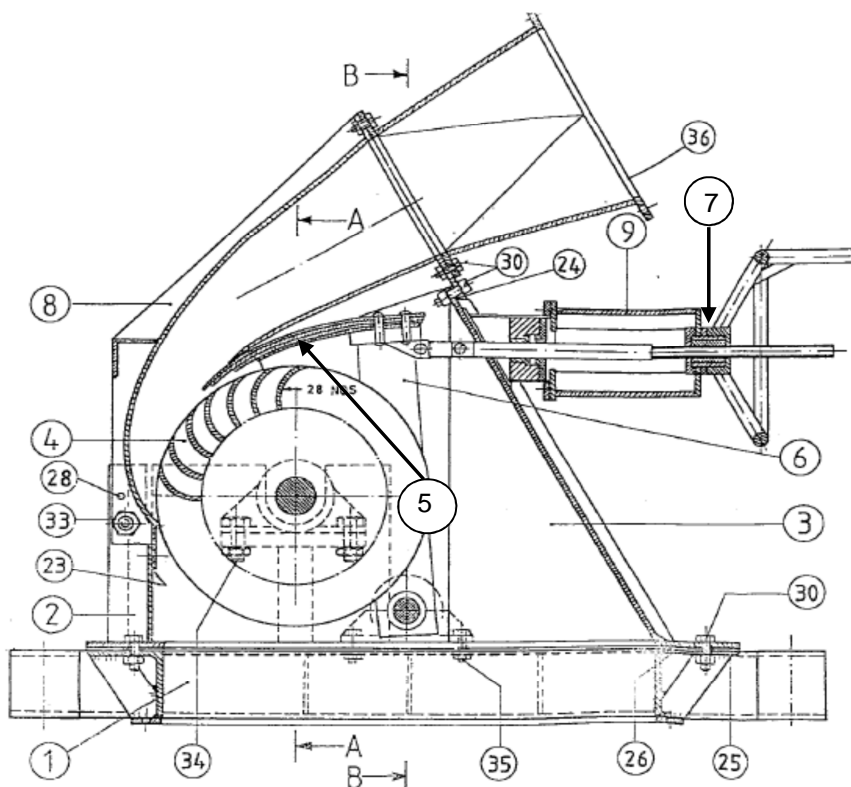


Figura 3.4 – Tubeira com válvula do tipo 2 [25]

No Nepal foi realizado um estudo comparativo entre duas turbinas *cross-flow* com configurações semelhantes, uma utilizando uma válvula do tipo 1 e outra utilizando uma válvula do tipo 2. A análise dos resultados obtidos na experiência permitiu concluir que a turbina que utilizava a válvula do tipo 1 foi 5 % mais eficiente do que a que continha a válvula do tipo 2. Concluiu-se também que a válvula do tipo 1 exige menores forças de actuação do que a válvula do tipo 2, [23]. Trata-se de uma vantagem porque, caso seja necessário utilizar um dispositivo automático para actuar a válvula, a válvula do tipo 1 necessitará de menor potência de actuação.

### 3.2.3. Válvula do tipo 3

Na Figura 3.5, mostra-se uma válvula reguladora de caudal que poderá ser actuada através de uma alavanca que encontra-se presa à mesma. O objecto “A” na figura, que constitui a válvula, estando totalmente aberto comporta-se como um prolongamento da parede inferior da tubeira, contribuindo para orientar o escoamento nas pás do rotor da turbina com o ângulo adequado.

Este método de controlo de caudal tem sido utilizado em patentes alemãs [16].

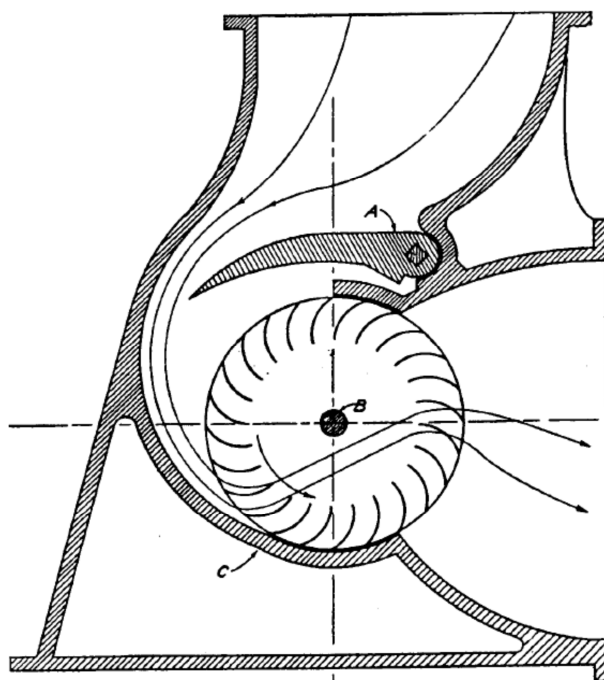


Figura 3.5 – Tubeira com válvula do tipo 3 [16]

Este tipo de válvula tem de ser construída com um material bastante resistente, e o seu ponto de apoio deve ser cuidadosamente dimensionado e fixado de modo a resistir aos elevados esforços mecânicos a que a válvula está sujeita, especialmente quando se encontra praticamente fechada. Uma grande desvantagem deste tipo de válvula é o elevado momento torsor necessário para a actuar.

### 3.2.4. Válvula do tipo 4

Na Figura 3.6, está representada a válvula reguladora de caudal do tipo 4 (também denominada “vanne secteur”), projectada para testes experimentais, realizados pela “Société Hydrotechnique de France (Paris)” [24].

A válvula do tipo 4 encontra-se alojada na parede inferior (PI) da tubeira da turbina *cross-flow*. A parede inferior também servirá de batente ou encosto para a válvula na posição de totalmente aberta.

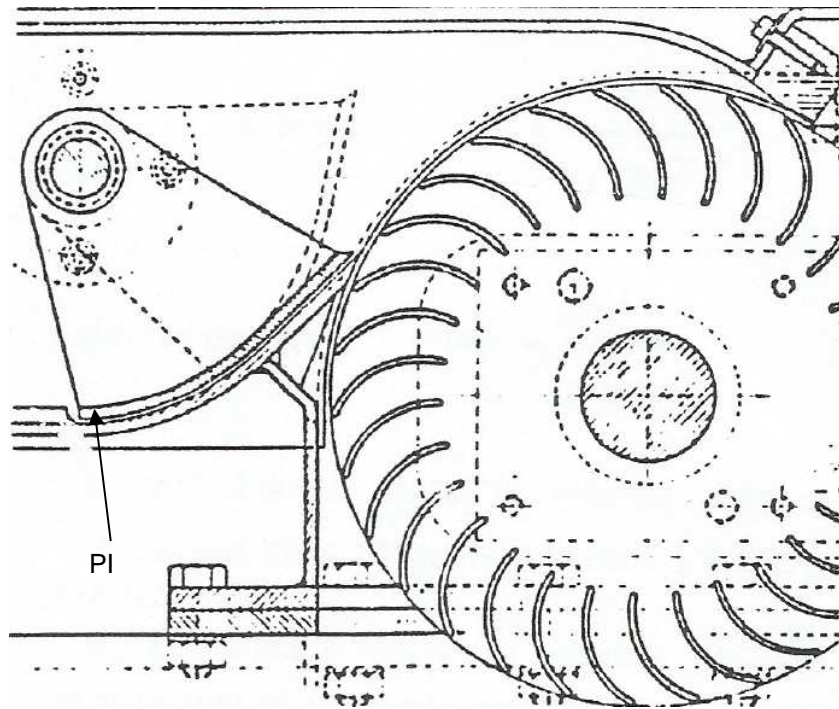


Figura 3.6 – Tubeira com válvula do tipo 4 [24]

Na experiência realizada, chegou-se à conclusão que a válvula do tipo 4 tem as seguintes vantagens sobre a válvula do tipo 1 (denominada válvula do tipo “haricot”):

- Não há riscos de ocorrer cavitação;
- Tem melhor desempenho a caudais parciais;
- O Binário de rotação é baixo, porque as forças sobre a válvula são essencialmente radiais;
- Com este tipo de válvula, a turbina *cross-flow* tem um comportamento muito próximo a uma turbina de acção;
- O rendimento relativo da válvula do tipo 4, em função do caudal relativo, apresenta valores ligeiramente superiores;
- Configuração simples, que pode ser realizada por meio de soldadura mecânica, e esta, é uma das principais características da *cross-flow*. [24]

# Capítulo 4

## Projecto da tubeira

Neste capítulo será realizado o projecto de uma tubeira com controlo de caudal para uma instalação experimental de ensaio de turbinas *cross-flow* e o estudo numérico do escoamento na tubeira. Suportado no estudo do escoamento na tubeira com a válvula reguladora de caudal em várias posições, serão determinados os caudais debitados e os esforços a que a tubeira e a válvula estão sujeitas em condições normais de funcionamento. Também será realizada a escolha/selecção dos materiais que constituem a tubeira, a válvula reguladora de caudal e os acessórios mais importantes do sistema tubeira – válvula. Para a construção da tubeira será apresentado um processo inovador, baseado na modularidade, que facilita o fabrico e garante melhor a geometria pretendida para a tubeira.

### 4.1. Introdução

A análise do escoamento numa tubeira da turbina *cross-flow* não é um processo fácil, porque o escoamento é assimétrico com jacto livre em que a forma do jacto livre é desconhecida inicialmente.

Neste capítulo pretende-se analisar numericamente o escoamento na tubeira com e sem válvula reguladora de caudal, para tal iremos recorrer a um programa computacional de análise numérica do escoamento em tubeiras de turbinas *cross-flow*, desenvolvido em [12]. É de realçar que a validação dos resultados numéricos já foi realizada anteriormente através da comparação com resultados experimentais. [12], [15]

O programa computacional de análise numérica utilizado considera o escoamento incompressível, bidimensional, invíscido, irrotacional e estacionário e baseia-se na teoria da variável complexa e em múltiplas transformações de Schwarz-Christoffel. O referido método numérico permite determinar o campo de velocidade em todo o domínio da tubeira, em que a forma do jacto livre surge como um resultado dos cálculos. Nestes cálculos não se consideram as possíveis alterações na forma do jacto livre devido à influência da força de gravidade.

A utilização do programa computacional é importante para avaliar o desempenho geral da tubeira com base no ângulo da velocidade absoluta à entrada do rotor e nas distribuições de pressão e velocidade nas paredes da tubeira.

Não é do âmbito deste trabalho estudar detalhadamente os algoritmos envolvidos na criação do programa computacional, mas sim analisar os resultados obtidos pelo referido programa. A descrição detalhada do método numérico e do algoritmo do programa utilizado pode ser encontrada em [12].

O desenho da geometria da tubeira foi realizado com recurso ao método empírico, em que

se utilizaram arcos de círculo e concordâncias para definir uma geometria para a tubeira que garante o adequado guiamento do escoamento e respeite as restrições geométricas impostas pela instalação experimental existente. O desenho pormenorizado da tubeira foi realizado recorrendo a um programa de desenho por computador em 2D. Definida a geometria da tubeira extraíram-se do programa de desenho todos os elementos necessários para, com recurso a uma folha de cálculo, determinar as coordenadas de um conjunto de pontos suficientemente elevado para definir correctamente as paredes da tubeira. As coordenadas dos pontos que definem as paredes da tubeira foram seguidamente inseridos num ficheiro de dados do programa computacional de análise do escoamento de tubeiras. O programa computacional gera um conjunto de ficheiros com os resultados numéricos, que para serem mais facilmente analisados, foram importados para uma folha de cálculo com capacidade gráfica.

## 4.2. Tubeira

A tubeira da turbina *cross-flow* é um dispositivo cuja principal função é transformar a energia total do escoamento em energia cinética, e conduzi-lo de modo a que este entre no rotor com o ângulo adequado da velocidade relativa, para que, de acordo com o triângulo de velocidades, se evite perdas por incidência nas pás. As paredes devem ser desenhadas para que a tubeira imprima a correcta orientação ao escoamento e mantenha reduzidas as perdas viscosas no interior da tubeira.

Devido ao facto do ângulo da velocidade relativa à entrada do rotor condicionar as perdas por incidência nas pás do rotor, este ângulo deve ser o mais uniforme possível e o seu valor deve ser devidamente escolhido com relação ao ângulo à entrada das pás do rotor. Para garantir esta condição, tanto o ângulo como o módulo da velocidade absoluta devem ser os mais uniformes possíveis. A uniformidade do ângulo e módulo da velocidade absoluta só poderá ser conseguida com uma geometria que garanta um bom guiamento do escoamento.

As perdas viscosas estão associadas às camadas limites que se desenvolvem nas paredes da tubeira. Estas perdas podem ser minimizadas evitando o crescimento exagerado da espessura da camada limite, causada pelos gradientes adversos de pressão impostos ao escoamento pela geometria da tubeira.

Para avaliar o desempenho da tubeira devem ser analisadas as evoluções do ângulo e módulo da velocidade absoluta à saída da tubeira e da velocidade relativa à entrada das pás do rotor. A evolução dos ângulos da velocidade relativa dá-nos a indicação do nível das perdas por incidência nas pás do rotor, quando comparados directamente com o ângulo das pás do rotor, mas tais perdas não serão analisadas neste trabalho.

Adicionalmente devem ser analisadas as evoluções das velocidades nas paredes da tubeira para identificar possíveis gradientes adversos de pressão que possam causar o crescimento e eventual separação da camada limite. Esta análise é possível recorrendo aos resultados do programa numérico de análise de tubeiras.



A tubeira também pode servir como meio de controlo do caudal de água que chega ao rotor, para tal, é necessário inserir no seu interior um dispositivo que permita variar a área de passagem do fluido, sem contudo interferir no desempenho da tubeira.

Para que a turbina *cross-flow* possa alcançar um bom rendimento é fundamental que a tubeira cumpra eficazmente a sua função, por isso, ela deve ser cuidadosamente desenhada. O processo de desenho da tubeira, embora com recurso ao método empírico, foi realizado de forma iterativa, em que a optimização e escolha final da geometria foram apoiadas nos resultados numéricos do programa de análise.

#### 4.2.1. *Desenho de uma tubeira para uma instalação experimental*

Tendo como objectivo efectuar o desenho de uma tubeira para ser testada na instalação experimental de ensaios de turbinas *cross-flow* existente no laboratório de turbomáquinas do IST-UTL, realizou-se o levantamento da geometria da caixa exterior da turbina e da sua ligação à conduta de alimentação. A existência de uma estrutura impõe algumas limitações à geometria da tubeira, uma vez que é necessário compatibilizá-la com a estrutura da instalação experimental. Como se pretendia construir uma tubeira com válvula reguladora de caudal, houve necessidade de desenvolver um sistema de actuação novo, uma vez que a instalação não tem actualmente tubeiras com controlo de caudal.

Apesar do esforço de compatibilização das geometrias, para não penalizar o desempenho da tubeira e consequentemente da turbina, foi adoptada uma geometria para tubeira que obriga à alteração da actual posição do rotor da turbina. Esta alteração é possível de realizar sem comprometer a utilização futura das tubeiras antigas existentes no laboratório.

Para simplificar as designações das tubeiras decidiu-se referenciá-las como:

Tubeira SV – Tubeira sem válvula reguladora de caudal

Tubeira CV – Tubeira com válvula reguladora de caudal

É de realçar que a tubeira CV equivale a tubeira SV, quando a válvula reguladora de caudal se encontra na posição totalmente aberta.

No desenho da tubeira há que ter em conta os parâmetros geométricos do rotor, que é o órgão que recebe a energia cinética do jacto de água e a transforma em energia mecânica, transmitindo-a para o exterior por intermédio do movimento giratório do seu veio.

A tubeira foi projectada para ser utilizada com um rotor já existente com 300 mm de diâmetro exterior ( $D_e$ ) e 200 mm de diâmetro interior ( $D_i$ ). O rotor possui 30 pás construídas em chapa de aço inox de 1,5 mm de espessura, com ângulos de entrada e saída de 15 e 90 graus, respectivamente (também se poderá utilizar um rotor com ângulos de entrada e saída de 30 e 90 graus, respectivamente). A largura da tubeira  $b_t = 210$  mm foi ajustada à largura do rotor  $b_r = 215$  mm. O referido rotor é apoiado apenas em um dos lados pelo veio, no outro lado possui um disco de acrílico transparente que permite a visualização do escoamento no seu interior.

Realizou-se o desenho da tubeira pelo método empírico (arcos de círculo), por ser

tradicionalmente menos dispendioso e complexo para o seu fabrico.

Ajustou-se as paredes da tubeira para se obter o ângulo da velocidade absoluta à saída da tubeira com o valor aproximado de 15 graus, correspondendo ao valor nominal, tendo em conta que as tubeiras com ângulo de saída próximo de 15 graus e ângulo de recobrimento de aproximadamente 90 graus costumam apresentar bons resultados, [12], [15], [17]. Portanto, no desenho da tubeira utilizou-se 14 e 12 graus para os ângulos de abertura da parede superior e inferior, respectivamente, e 90 graus para o ângulo de recobrimento. Tendo em conta que a parede inferior exerce menor influência no escoamento da tubeira, afastou-se o ângulo de abertura da parede inferior do valor nominal de 15 graus e aproximou-se o ângulo de abertura da parede superior, com o objectivo de obter-se na zona central do escoamento valores mais próximo do valor nominal.

Do processo iterativo de desenho da tubeira, chegou-se à geometria que, segundo os critérios adoptados, melhores características apresenta. Na Figura 4.1 são indicadas as formas das paredes da tubeira.

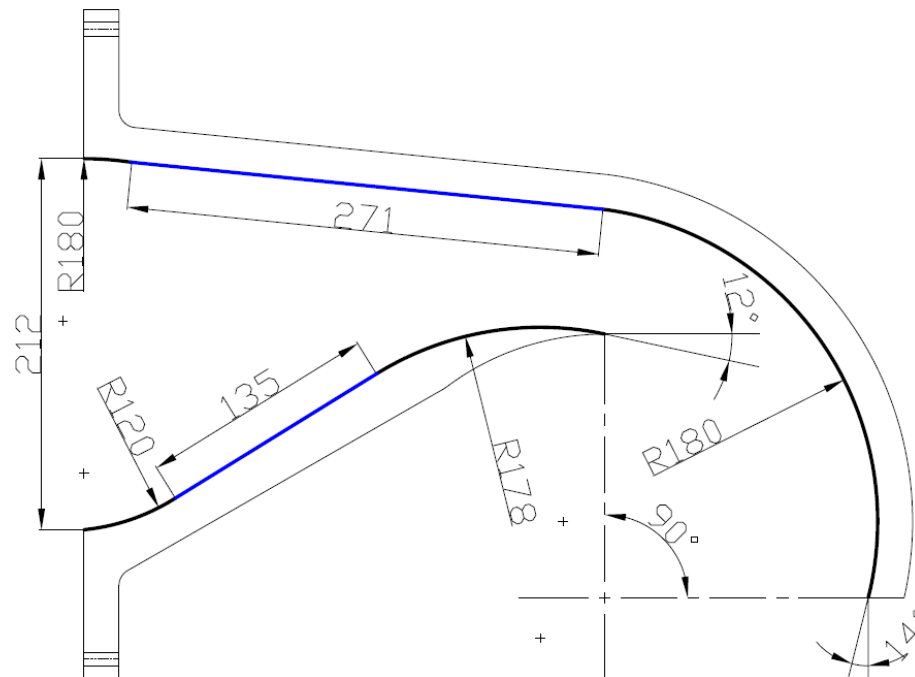


Figura 4.1 – Descrição da geometria da tubeira SV

Na Figura 4.2 encontra-se representado o desenho da tubeira sem válvula reguladora de caudal e o rotor.

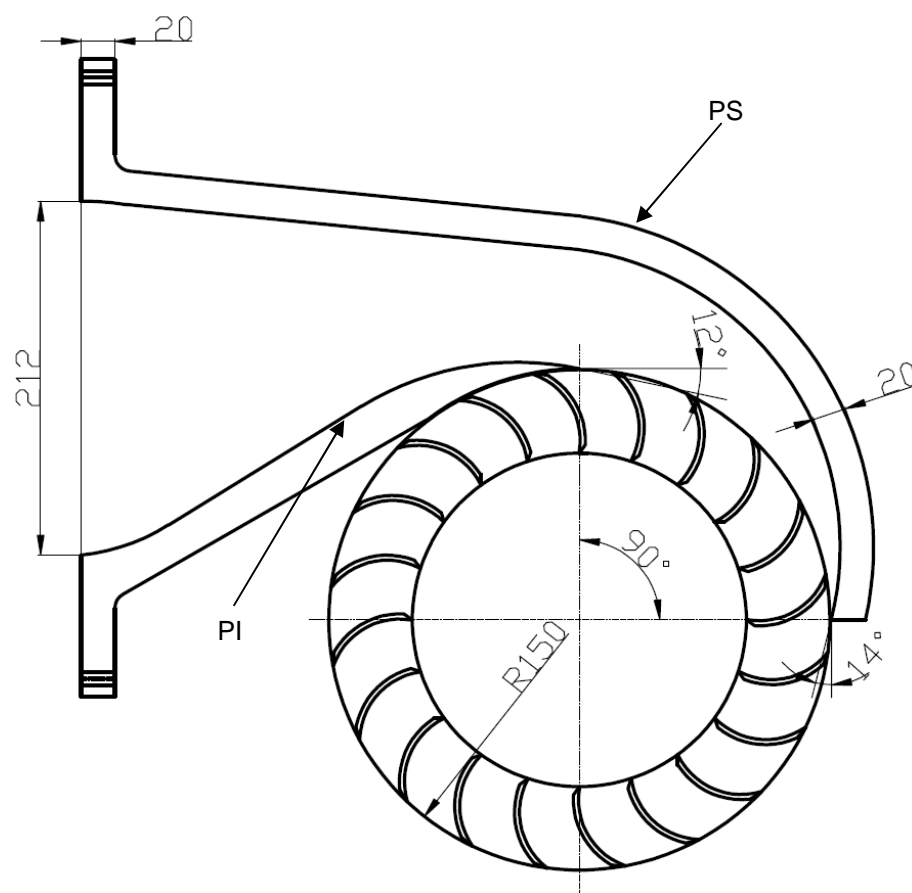


Figura 4.2 – Representação da tubeira SV e do rotor

### 4.3. Estudo numérico do escoamento na tubeira SV

No processo iterativo de desenho da tubeira foram analisados os resultados numéricos de diversas geometrias. Escolhida a geometria que aparenta garantir melhores condições de funcionamento (ver Figura 4.2), são apresentados e discutidos os resultados numéricos da tubeira SV obtidos com auxílio do programa computacional de estudo do escoamento em tubeiras da turbina *cross-flow*.

Na Figura 4.3, encontram-se representadas as linhas de corrente, que dão uma ideia da evolução global do escoamento no interior da tubeira, bem como a forma do jacto livre. As informações do escoamento fornecidas pelas linhas de corrente são apenas qualitativas, não sendo suficientes para analisar o desempenho final da tubeira.

As linhas de corrente coincidem com a trajectória do fluido, porque como já foi referido anteriormente, considerou-se o escoamento estacionário.

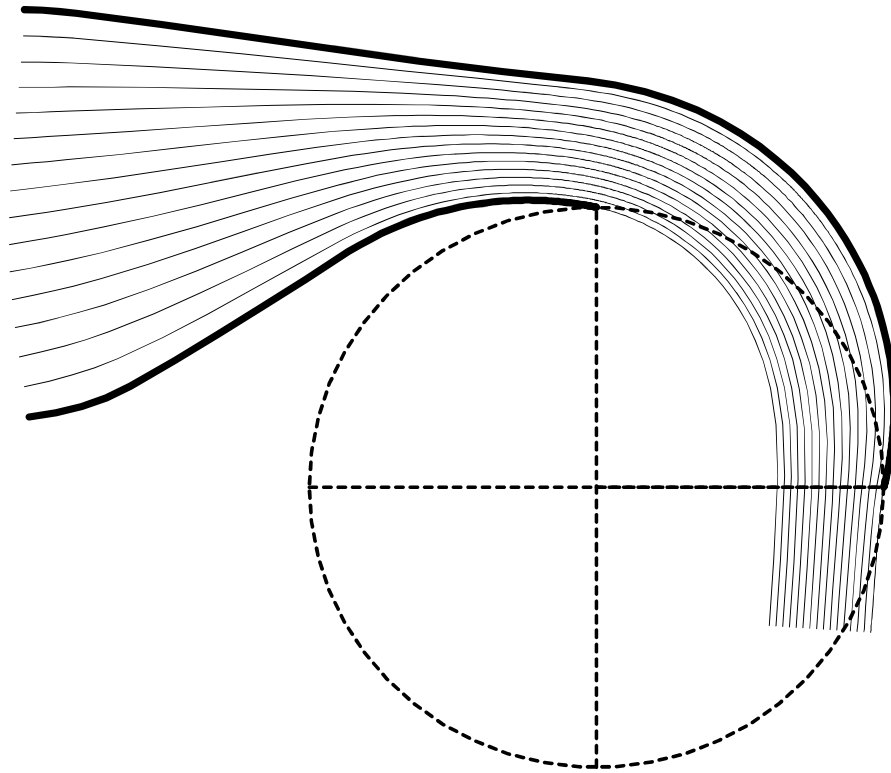


Figura 4.3 – Linhas de corrente na tubeira SV

Para se analisar mais detalhadamente o desempenho da tubeira, na Figura 4.4 e Figura 4.5 encontram-se apresentadas as evoluções da velocidade e pressão nas paredes da tubeira. A velocidade e a pressão foram adimensionalizadas através das equações (4.1) e (4.2), obtendo-se o coeficiente da velocidade absoluta  $C_v$  e o coeficiente de pressão  $C_p$ .

$$C_v = \frac{q}{V_0} \quad (4.1)$$

$$C_p = \left[ 1 - \left( \frac{q}{V_0} \right)^2 \right] \quad (4.2)$$

onde:  $V_0$  [m/s] é o módulo da velocidade no jacto a infinito,  $q$  [m/s] é o módulo da velocidade num ponto da parede da tubeira.

O comprimento adimensional resulta do quociente entre a distância desde o início da parede até ao ponto pretendido e o comprimento total da parede da tubeira.

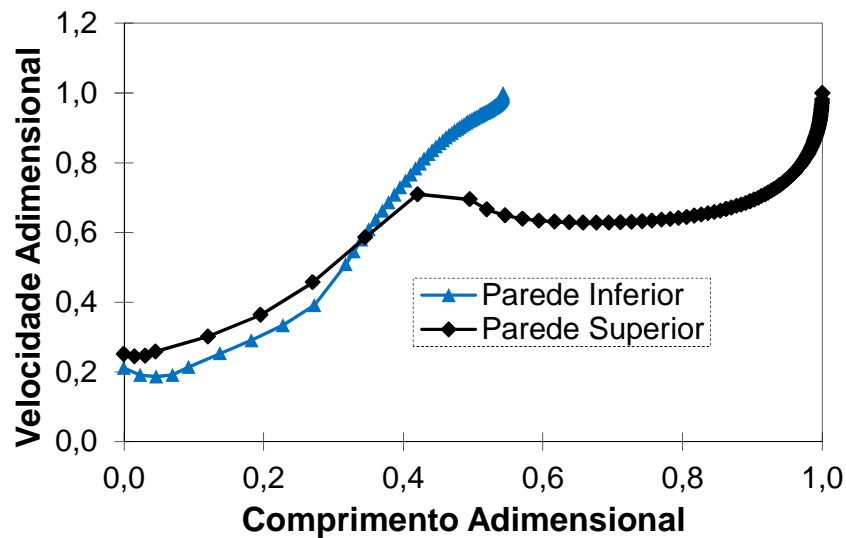


Figura 4.4 – Evolução da velocidade nas paredes da tubeira SV

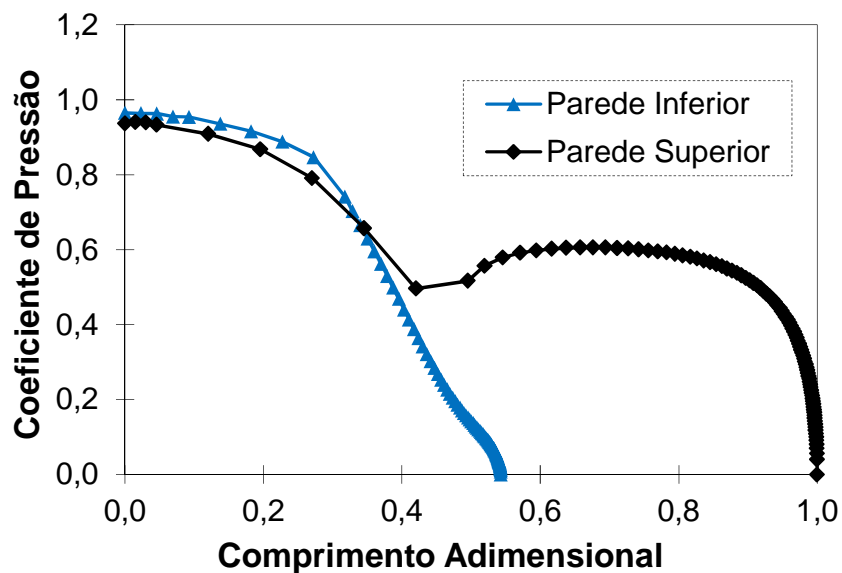


Figura 4.5 – Evolução da pressão nas paredes da tubeira SV

Ao analisar a Figura 4.4 nota-se que a distribuição de velocidade na parede superior da tubeira sofre uma desaceleração relacionada com o gradiente adverso de pressão (como mostra a Figura 4.5). Trata-se de uma zona em que será de esperar um aumento da espessura da camada limite, e consequente aumento das perdas viscosas, contudo não se considera o gradiente adverso de pressão suficiente para provocar separação da camada limite. Após esta zona o gradiente tende a ser favorável e é fortemente favorável na proximidade da saída da tubeira, sendo de esperar uma camada limite de reduzida espessura à saída.

Para avaliar o desempenho global da tubeira, há que ter também em conta a distribuição dos ângulos da velocidade absoluta à entrada do rotor correspondendo à secção de saída da tubeira.

Na Figura 4.6 encontra-se representado o triângulo de velocidades à entrada do rotor e onde se indicam também os ângulos da velocidade absoluta ( $\alpha$ ) e relativa ( $\beta$ ).

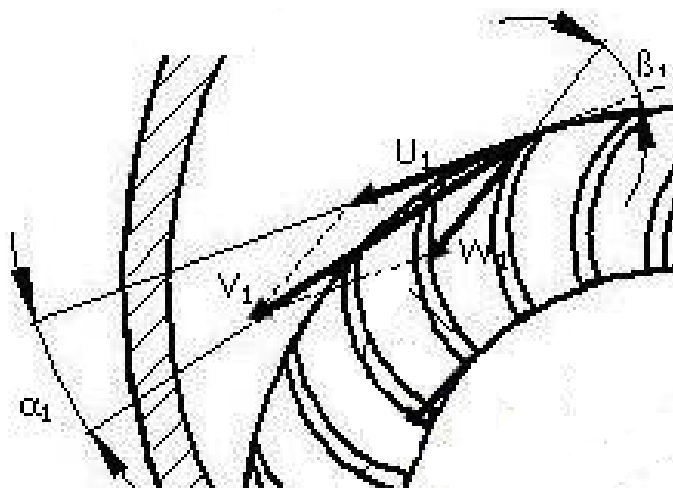


Figura 4.6 – Triângulo de velocidades a entrada do rotor [13]

O ângulo e o módulo da velocidade absoluta à entrada do rotor ( $\alpha_1$  e  $V_1$ ) ao longo do arco de recobrimento, são obtidos através dos resultados do programa computacional.

Na Figura 4.7 encontram-se apresentadas as evoluções dos ângulos da velocidade absoluta à entrada do rotor.

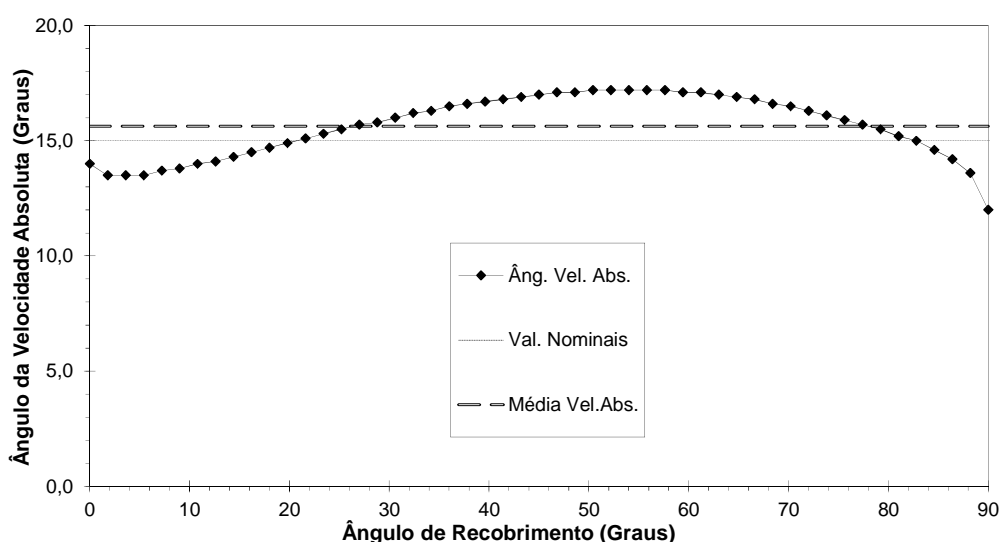


Figura 4.7 – Evolução dos ângulos da velocidade absoluta

O ângulo da velocidade absoluta apresentado na Figura 4.7 não é uniforme, nota-se que existe um desvio máximo de 3 graus, em relação ao valor nominal de 15 graus. É de realçar que o desvio máximo de 3 graus é relativo ao único valor de 12 graus, que corresponde a uma zona muito próxima da parede inferior, que tem pouca relevância no escoamento global. Não considerando esta zona restrita do escoamento, o valor do desvio máximo poderá ser considerado de 1,5 graus em relação aos valores mínimos de aproximadamente 13,5 graus, [Ver Anexos B.1 e B.2].

Com base nos resultados obtidos com o programa computacional de análise do

escoamento representados na Figura 4.7, pode-se dizer que a tubeira SV faz um bom guiamento do escoamento para o interior do rotor, porque não existem grandes variações nos ângulos da velocidade absoluta em relação aos valores nominais.

Na Figura 4.8 apresenta-se o módulo da velocidade absoluta à entrada do rotor. O módulo da velocidade absoluta foi adimensionalizada pela velocidade do jacto a infinito.

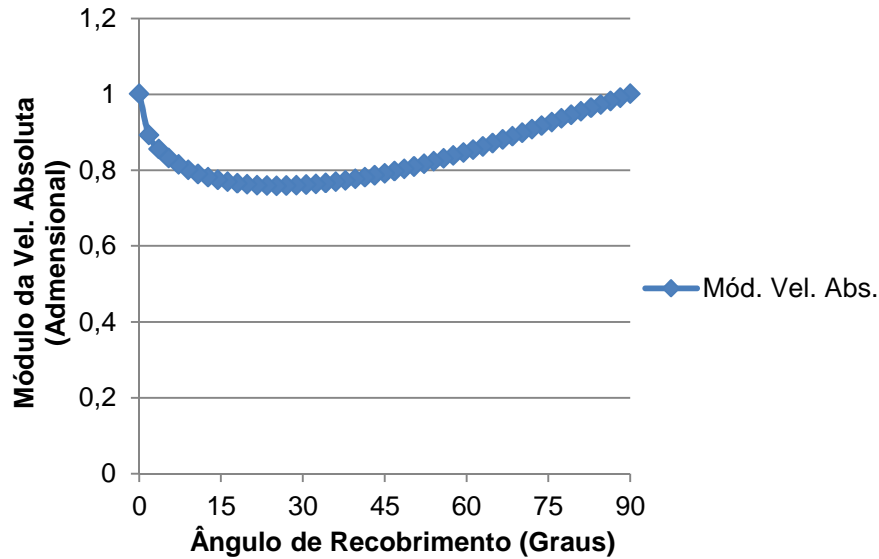


Figura 4.8– Módulo da velocidade absoluta no arco de entrada no rotor

Pode observar-se na Figura 4.8 que o módulo da velocidade absoluta não é constante ao longo do arco de recobrimento do rotor. A velocidade tem um valor adimensional unitário junto às paredes da tubeira (início da superfície livre, onde a pressão é mais baixa e igual à reinante no interior da caixa da turbina) e valores inferiores na zona interior do escoamento, onde a evolução é assimétrica com valores mais elevados próximos da parede inferior da tubeira.

#### 4.3.1. Caudal debitado pela tubeira SV

O caudal debitado pela tubeira em descarga livre é um dado importante, que pode ser obtido com o auxílio do programa computacional de análise de escoamentos e com o recurso às equações (4.3) e (4.4).

Os valores numéricos obtidos com o programa computacional, já foram validados por comparação com valores experimentais em [12] e [15].

Os caudais previstos teoricamente ( $Q_{teo}$ ) e numericamente ( $Q_{num}$ ) podem ser calculados por meio das seguintes equações:

$$Q_{teo} = \sqrt{2 \times g \times H} \times \sin \alpha_1 \times b_t \times \gamma \times \frac{D_e}{2} \quad (4.3)$$

$$Q_{num} = \sqrt{2 \times g \times H} \times b_t \times D_{FJ} \quad (4.4)$$

em que  $H$  é altura de queda em [m];  $\alpha_1$  é o ângulo da velocidade absoluta à saída da tubeira

em [graus], correspondendo ao ângulo médio de abertura das paredes da tubeira (13 graus);  $b_t$  é a largura da tubeira em [m];  $\gamma$  é o ângulo de recobrimento em [graus];  $D_{FJ}$  é a dimensão final do jacto em [m], obtida com o programa computacional numérico e  $D_e$  é o diâmetro exterior do rotor em [m].

Substituindo os valores conhecidos nas equações (4.3), (4.4) e simplificando as operações, obtêm-se:

$$Q_{teo} = \sqrt{2 \times 9,807 \times H} \times \sin 13^\circ \times 0,21 \times \frac{90^\circ \times \pi}{180^\circ} \times \frac{0,300}{2} \quad (4.5)$$

$$= 0,049 \times H^{0,5}$$

$$Q_{num} = \sqrt{2 \times 9,807 \times H} \times 0,21 \times 0,054 = 0,050 \times H^{0,5} \quad (4.6)$$

Tendo em conta que o valor nominal pretendido é de 15 graus e o médio obtido numericamente foi de 15,6 graus, optou-se por construir mais uma curva de caudal teórico (considerando  $\alpha_1 = 15,6^\circ$ ).

Os resultados obtidos com as equações (4.5) e (4.6) foram representados graficamente na Figura 4.9 para comparação directa das evoluções.

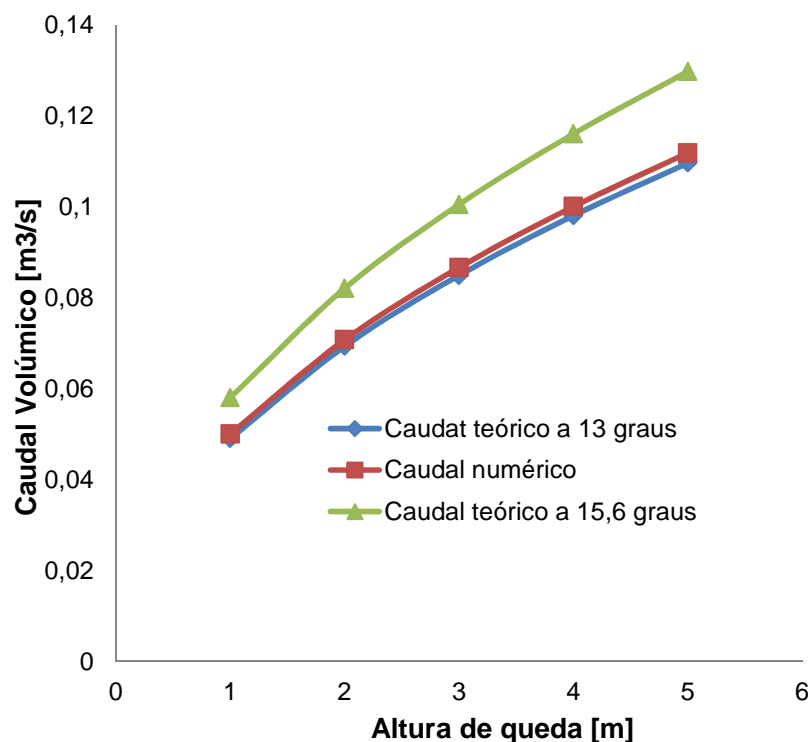


Figura 4.9 – Comparação dos caudais debitados pela tubeira SV

Na Figura 4.9 nota-se claramente que existe uma diferença significativa entre as curvas do caudal teórico e numérico a 15,6 graus, isto deve-se ao facto de no cálculo teórico se considerar constante o ângulo e módulo da velocidade absoluta à saída da tubeira. No cálculo



foi assumido que o módulo da velocidade absoluta é igual à velocidade do jacto e que o valor do ângulo é igual a 15,6 graus (constante), enquanto que as Figura 4.7 e Figura 4.8 mostram que estas suposições não são verificadas exactamente.

A curva do caudal teórico a 13 graus, representada na Figura 4.9, aproxima-se bastante da curva do caudal numérico, apesar de ser calculada partindo do pressuposto que o módulo e ângulo da velocidade absoluta à saída da tubeira ser constante e igual à velocidade do jacto, facto que não é verificado exactamente pelos resultados numéricos.

Pelos valores usados para a validação do programa computacional, apresentado em [12] e [15], será de esperar que o caudal realmente debitado pela tubeira seja muito próximo do valor calculado numericamente.

#### 4.4. Concepção de um sistema de controlo de caudal para a tubeira CV

Depois de analisado alguns dos sistemas de controlo de caudal existentes, decidiu-se projectar uma válvula reguladora de caudal para aplicar na tubeira SV (como pode observar-se na Figura 4.10), com a configuração semelhante à válvula reguladora de caudal do tipo 4 (também denominada “vanne secteur”).

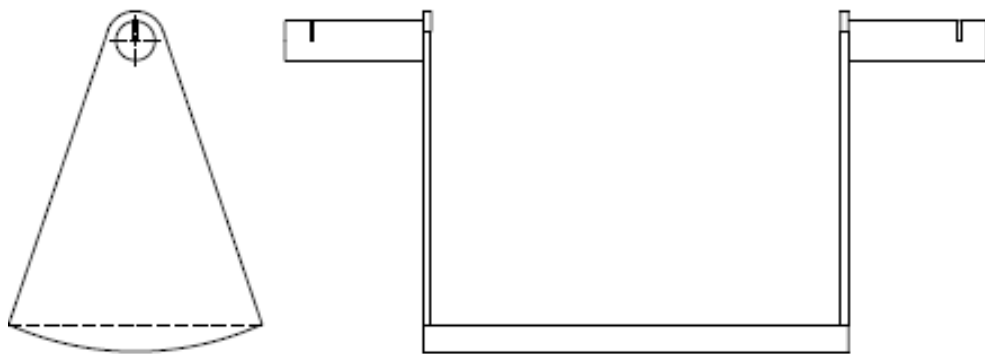


Figura 4.10 – Válvula reguladora de caudal projectada

De todas as válvulas reguladoras de caudal estudadas, a do tipo 4 foi a que melhor se aproximou das características da válvula pretendida para tubeira SV, devido às suas vantagens mencionadas em 3.2.4.

Os principais objectivos pretendidos na concepção da válvula reguladora de caudal foram não penalizar o desempenho da tubeira, especialmente com a válvula totalmente aberta, ser simples de fabricar, ser resistente mecanicamente, não exigir grande esforço de actuação e ter aspectos inovadores face às demais existentes. O sistema de actuação da válvula deve ser simples, fácil de construir e de manusear, e também tem que ser fiável e exigir pouca manutenção.

Tendo como base inicial de trabalho a geometria da tubeira SV, concebeu-se uma válvula que na posição totalmente aberta mantém a geometria da tubeira.

Na Figura 4.11 encontra-se representada a tubeira com a válvula reguladora de caudal na posição totalmente aberta e o rotor.

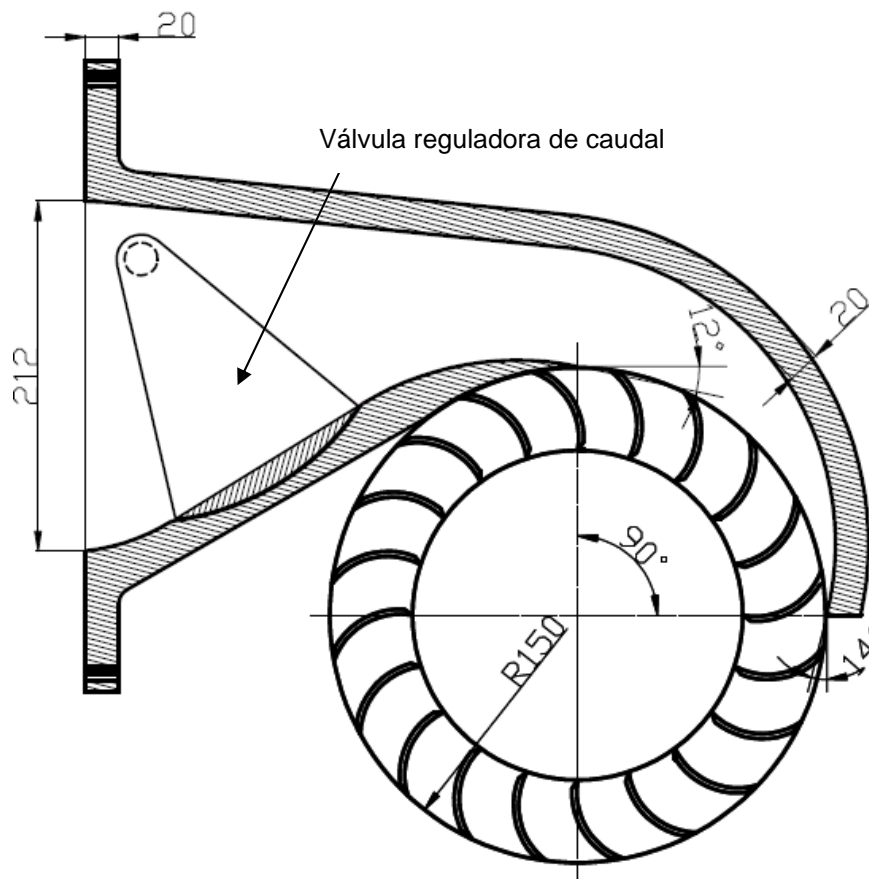


Figura 4.11 – Tubeira CV e rotor

A válvula reguladora de caudal acima representada, não causará grandes perturbações ao escoamento quando estiver na posição totalmente aberta, tendo em conta que as paredes laterais e a base da referida válvula ficarão alojadas nos cortes das placas laterais e da parede inferior da tubeira, como pode observar-se nos detalhes da Figura 4.12, [Ver Anexo A, desenhos nº 03 e 04].

Na Figura 4.13 está representado o sistema de accionamento da válvula que é constituído por quatro polias dentadas, ligadas entre si, duas a duas por correias dentadas, [Ver mais detalhes em Anexo A, desenhos nº 11 e 12].

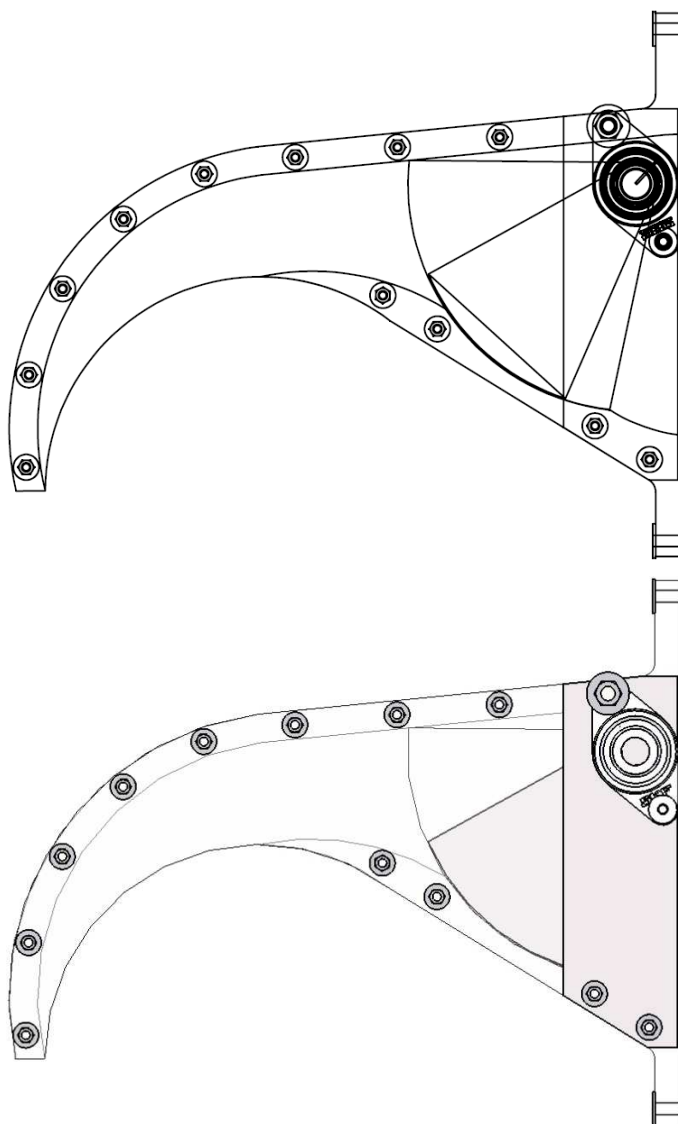


Figura 4.12 – Válvula reguladora de caudal alojada na tubeira

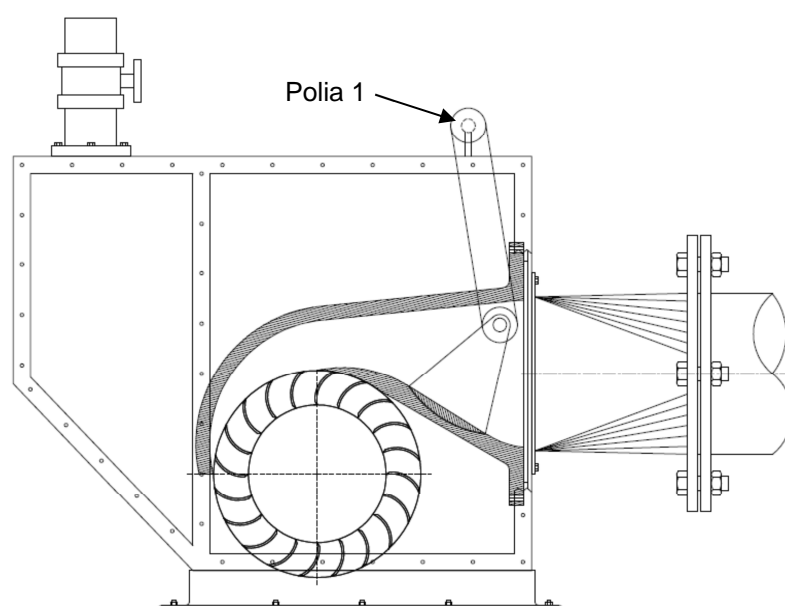


Figura 4.13 – Sistema de accionamento da válvula

Poderá manusear-se a polia 1 no sentido dos ponteiros do relógio, com um volante que fica acoplado de forma rígida ao veio da polia 1 (como ilustra a Figura 4.14), esta por sua vez irá transmitir o movimento de rotação para as restantes polias que irão girar solidárias. É de salientar que o volante acoplado ao veio da polia 1 terá o grau de liberdade de 41° no sentido dos ponteiros do relógio (limitado pelos cortes das placas laterais), de modo a garantir a abertura e o fecho total da válvula.

O sistema para travar a válvula reguladora de caudal estará montado no veio da polia 1, e será constituído por uma abraçadeira com um parafuso de aperto, como mostra a Figura 4.14. A válvula será travada por meio do atrito resultante do aperto entre o sistema abraçadeira – veio, [Ver detalhes em Anexo A, desenho nº 13; C.10 e C.11].

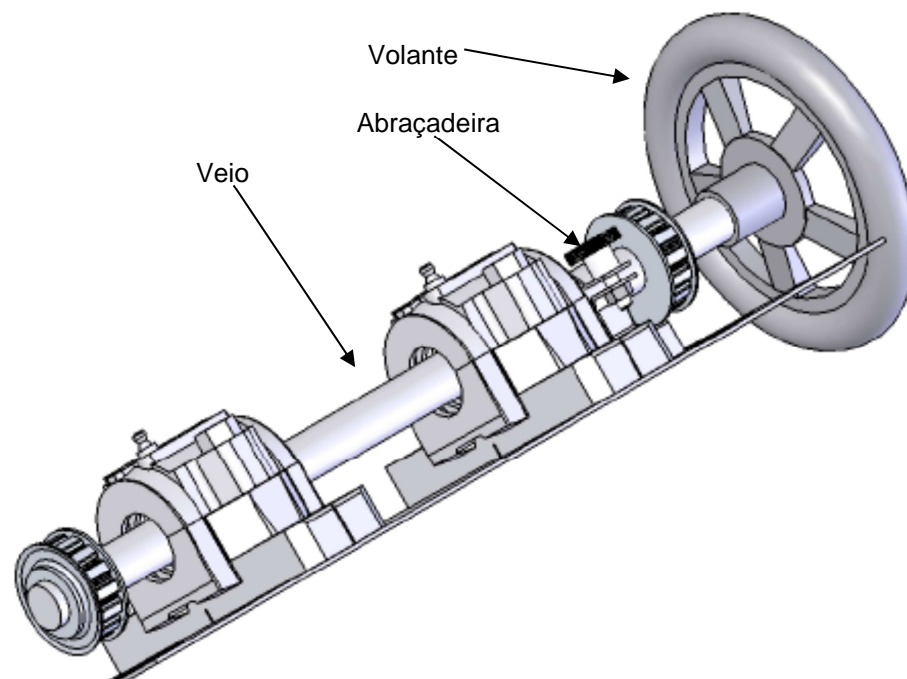


Figura 4.14 – Conjunto volante – abraçadeira – veio

#### 4.4.1. *Seleção do material para construção da tubeira e válvula*

A selecção do material para a tubeira e seus componentes foi realizada de acordo com as solicitações, facilidade de maquinação e resistência dos mesmos. Teve-se também de ter em conta o meio aquoso ou muito húmido em que alguns componentes terão de trabalhar.

Tendo como base as características acima referidas, decidiu-se que a parede superior e inferior da tubeira seriam construídas em polipropileno, [Ver Anexo C.1 e C.2]. As principais propriedades do polipropileno (PP) são: baixo custo, elevada resistência química a solventes e à água, boa estabilidade dimensional, fácil de maquinar, alta resistência à fractura por flexão ou fadiga e boa resistência ao impacto acima dos 15°C.

Foi desenvolvido um novo método para construção das paredes da tubeira que garante

uma grande modularidade e um melhor controlo da geometria. As principais vantagens do novo método de construção são:

- 1 ) Rapidez na produção dos módulos;
- 2 ) Simplicidade e facilidade de construção/montagem, que a torna bastante económica;
- 3 ) Garante melhor a geometria das paredes;
- 4 ) Facilidade na reparação e substituição dos módulos;
- 5 ) Facilidade em aumentar ou reduzir a largura da tubeira;
- 5 ) Possibilidade de colocar chapas de ligação entre a parede superior e inferior da tubeira para resistir aos esforços mecânicos;

As paredes da tubeira CV estarão constituídas por módulos ou segmentos com uma espessura de 30 milímetros por peça (7 peças para cada parede), como pode observar-se na Figura 4.15. Os módulos ou segmentos, serão unidos entre si por varões roscados e apertados por porcas, [ver mais detalhes em Anexo A, desenhos nº 01 e 02].

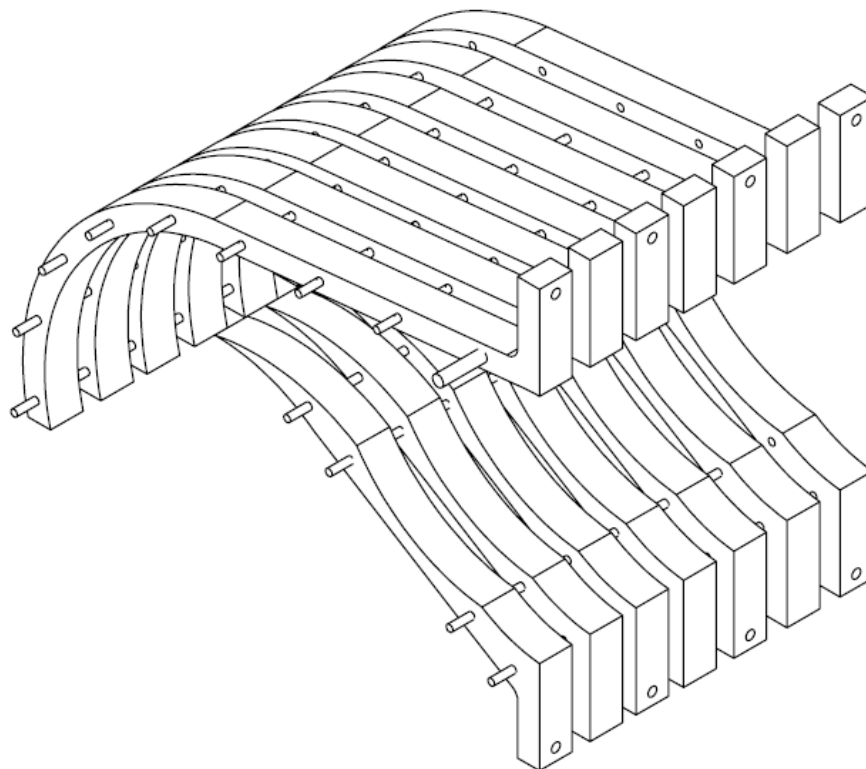


Figura 4.15 – Representação dos módulos da tubeira CV

As paredes laterais da tubeira serão em acrílico ou polimetil-metacrilato (PMMA) para possibilitar a visualização do escoamento no interior da tubeira, [Ver Anexo C.1 e C.2]. O acrílico é um termoplástico com baixa absorção de água, rígido, transparente, leve e de alta resistência. As paredes laterais da tubeira serão compostas de duas placas sobrepostas, em que uma delas tem um corte para acomodar a parte lateral da válvula, evitando que perturbe o escoamento, como pode observar-se nas Figura 4.16 e Figura 4.17.

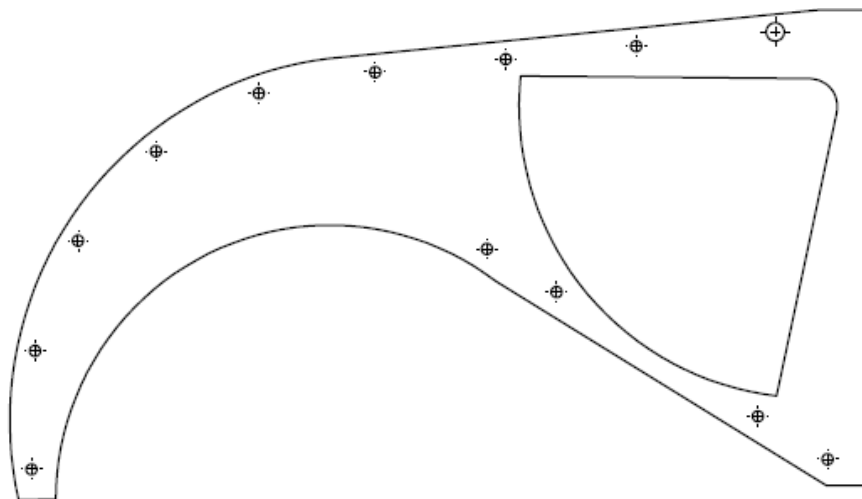


Figura 4.16 – Placa lateral com corte

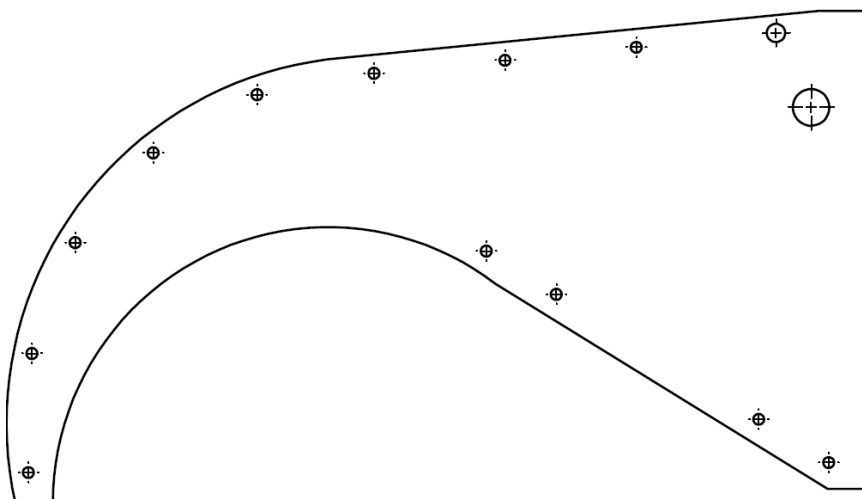


Figura 4.17 – Placa lateral

A válvula reguladora de caudal foi projectada para ser construída com aço inoxidável com a referência AISI/420C devido a sua grande resistência a corrosão e durabilidade, uma vez que a mesma irá estar permanentemente em contacto com a água e sujeita a elevados esforços mecânicos, [Ver Anexo C.3].

As chapas de aperto, os varões roscados, as porcas e anilhas serão também em aço inoxidável, [Ver Anexo C.3].

#### 4.4.2. *Seleção dos principais acessórios e materiais do sistema de actuação da válvula*

A selecção dos principais acessórios do sistema de actuação da válvula da tubeira CV foi realizada com base nas propriedades mecânicas dos componentes de forma a resistirem às condições de serviço (duração do serviço, solicitações, ambiente a que estarão sujeitos) e nas funções desempenhadas pelos mesmos.

### Polia e correia

Para transmitir o movimento de rotação à válvula reguladora de caudal, utilizaram-se polias sincronizadoras dentadas de alumínio, ligadas entre si por correias de transmissão dentadas. Com base nos detalhes da polia com a referência 40 3M 9, [Ver Anexo C.5], calculou-se o comprimento da correia pela equação:

$$L_C = 2C + 1,57(D_P + d_p) + \frac{(D_P - d_p)^2}{4C} \quad (4.7)$$

onde:  $D_p$  e  $d_p$  são diâmetros da polia motora e movida, respectivamente, em [mm];  $C$  é a distância entre os eixos da polia em [mm];  $L_C$  é o comprimento da correia em [mm].

Como  $D_p = d_p$ , tem-se:

$$L_C = 2C + 3,14D_P \quad (4.8)$$

$$C = 293,21 \text{ mm}; D_P = 38,20 \Rightarrow L_C = 706,37 \text{ mm}$$

Seleccionou-se correias dentadas de borracha com a referência 711 3M-A, [Ver mais detalhes em Anexo C.6].

Com o valor padronizado do comprimento da correia ( $L_{C1}$ ), obteve-se a distância real entre eixos da polia ( $C_1$ ) pela seguinte expressão:

$$C_1 = 0,25 \left\{ \left[ L_{C1} - \frac{\pi}{2}(D_P + d_p) \right] + \sqrt{\left[ L_{C1} - \frac{\pi}{2}(D_P + d_p) \right]^2 - 2(D_P - d_p)^2} \right\} \quad (4.9)$$

Substituindo  $d_p$  por  $D_p$  e simplificando, obtém-se:

$$C_1 = 0,5(L_{C1} - \pi D_p) \quad (4.10)$$

$$L_{C1} = 711 \text{ mm} \Rightarrow C_1 = 295,50 \text{ mm}$$

### Rolamento

Com o objectivo de servir de apoio ao veio da válvula reguladora de caudal e permitir o movimento de rotação do mesmo, seleccionou-se duas unidades flangeladas de rolamentos Y, [Ver Anexo C.7]. Como indica a Figura 4.18, estas unidades flangeladas são constituídas por uma caixa oval e rolamentos rígidos com uma carreira de esferas. Estes rolamentos suportam as cargas radiais e axiais, são simples, versáteis e exigem manutenção mínima.

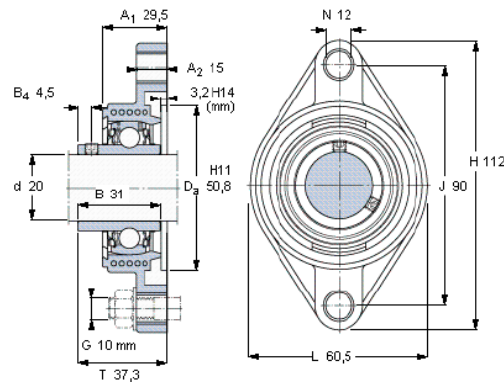


Figura 4.18 – Unidades flangeladas de rolamentos Y [26]

Para o apoio do veio que suporta a polia 1, seleccionou-se dois rolamentos de esferas, com uma carreira, [Ver Anexo C.8 e C.9]. São rolamentos resistentes no seu funcionamento e requerem manutenção reduzida, suportam cargas radiais, cargas axiais em ambos os sentidos, mesmo para velocidades elevadas. Este tipo de rolamento é muito utilizado.

#### Vedante

Para evitar que a água do interior da tubeira possa entrar nos rolamentos das flanges, seleccionaram-se vedantes (tipo retentor), com o diâmetro e espessura adequada. Os vedantes (1) são de borracha de nitrila, e serão montados nas placas laterais em acrílico (2) que posteriormente serão apertados pelas chapas de aperto em aço inoxidável (3), como representado na Figura 4.19, [Ver Anexo C.12].

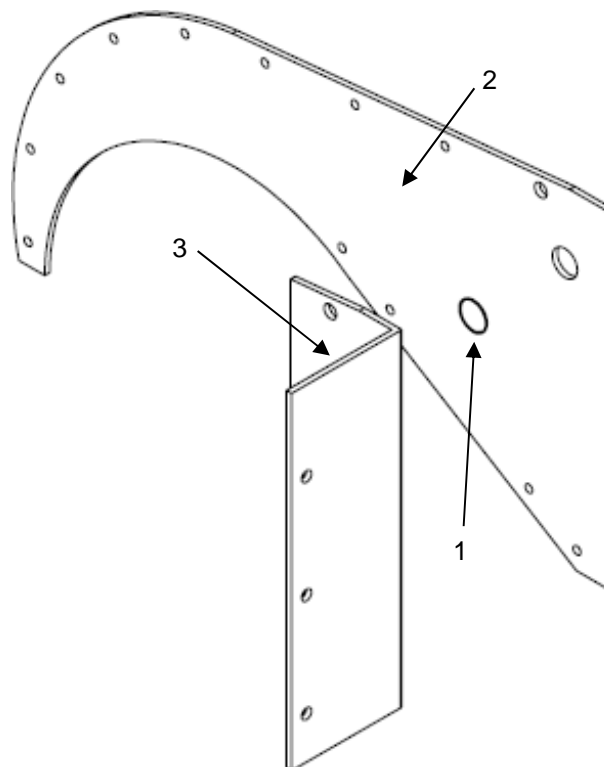


Figura 4.19 – Representação da montagem do vedante



#### 4.4.3. *Perspectiva da tubeira CV e do sistema de actuação da válvula*

Com recurso a um programa de desenho 3D, efectuou-se o desenho de conjunto da tubeira CV e dos principais acessórios, [para mais detalhes, ver Anexos A, desenhos nº 08 e 12]. Na Figura 4.20 e Figura 4.21 encontra-se representada a tubeira CV e o conjunto dos principais acessórios, bem como o sistema de actuação da válvula.

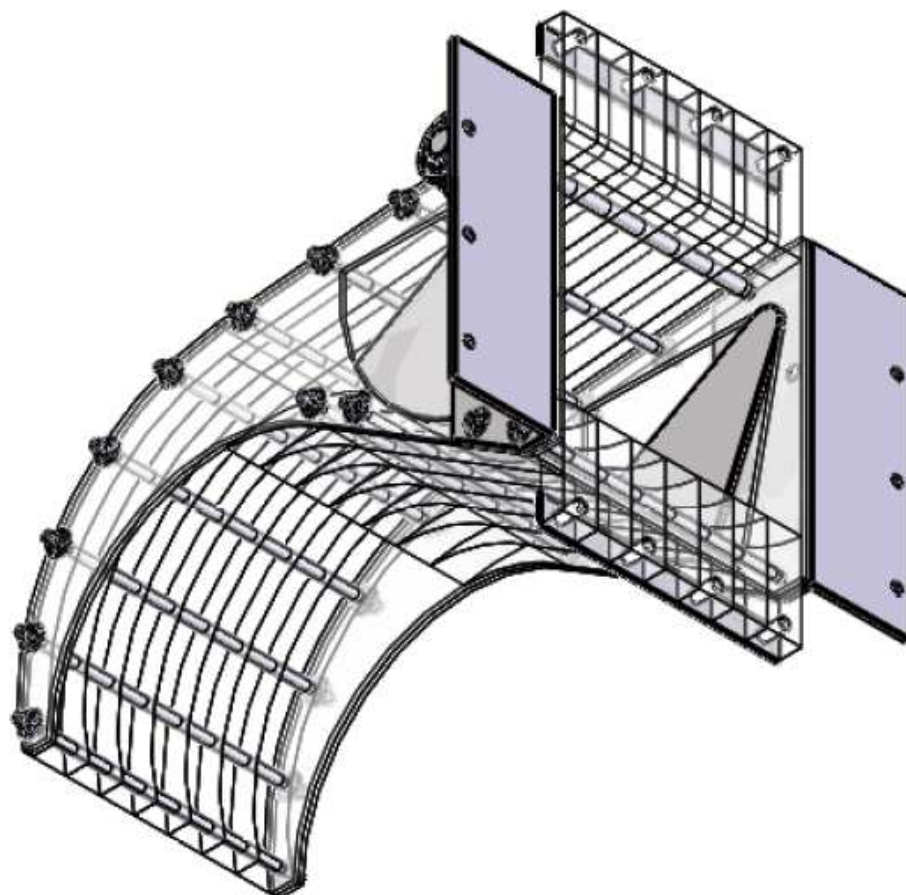


Figura 4.20 – Perspectiva da tubeira CV e acessórios

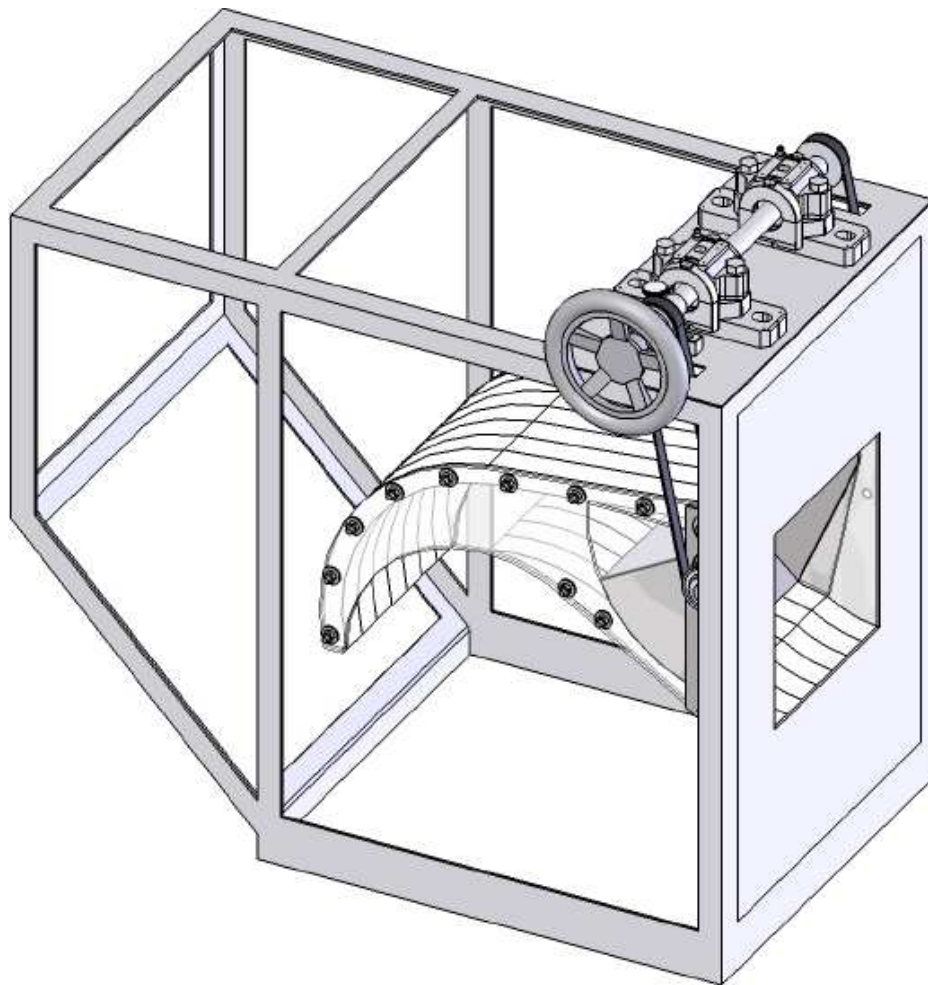


Figura 4.21 – Conjunto tubeira CV e sistema de actuação da válvula

## 4.5. Estudo numérico do escoamento na tubeira CV

O programa computacional de análise numérica do escoamento utilizado, não permite estudar geometrias completas de tubeiras com válvula reguladora de caudal no seu interior. Com o objectivo de se obter uma estimativa do caudal que sai da tubeira para diferentes posições de fecho da válvula reguladora de caudal, assim como dos esforços mecânicos a que a válvula fica sujeita, utilizando o referido programa computacional, houve necessidade de encurtar a parede superior da tubeira CV. Este procedimento é necessário para garantir a convergência do método numérico implementado no referido programa computacional. Apesar da alteração da geometria da tubeira espera-se que os resultados da análise numérica do escoamento sejam próximos da realidade, dado que o escoamento forma uma superfície livre após passar pela válvula, mantendo-se “colado” somente à parede superior devido à sua curvatura. Ao formar a superfície livre a pressão em toda a secção do escoamento tende a igualar a reinante no interior da caixa da turbina, não variando o módulo da velocidade quando

é atingida essa situação. A confirmação dos resultados, que poderão corroborar esta suposição, deverá ser realizada através de ensaios experimentais.

Analizou-se o escoamento no interior da tubeira CV com a válvula reguladora de caudal na posição de fecho a 15, 20, 25 e 30 graus, considerando-se que a válvula na posição totalmente aberta encontra-se com um ângulo de zero graus (valor de referência). Na Figura 4.23 e Figura 4.25, apresentam-se as linhas de corrente da tubeira CV para as posições de fecho da válvula reguladora de caudal a 15 e 30 graus, respectivamente.

O sistema de eixos adotado neste trabalho e a geometria da tubeira estão representados na Figura 4.22 e Figura 4.24, para os casos com a válvula a 15 e 30 graus, respectivamente.

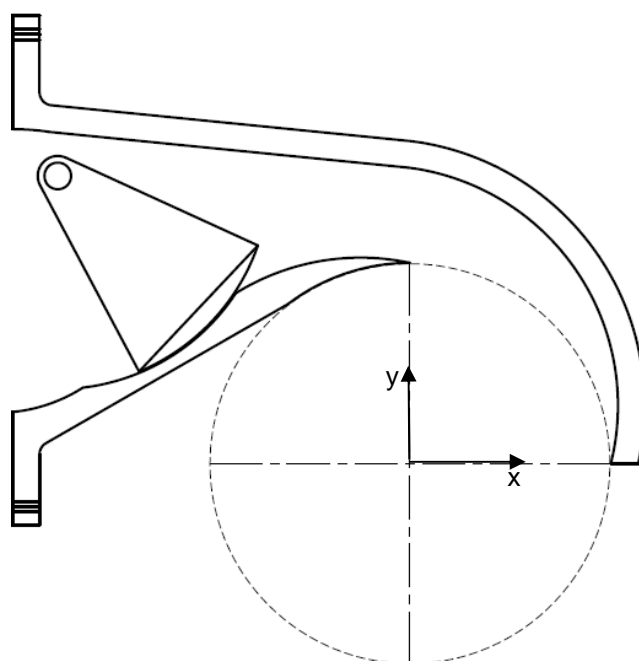


Figura 4.22 – Tubeira CV com a válvula a 15 graus

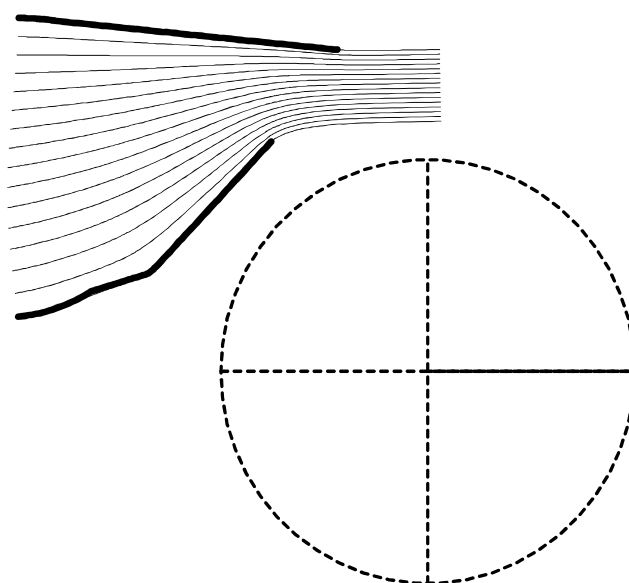


Figura 4.23 – Linhas de corrente com válvula a 15 graus (Tubeira CV)

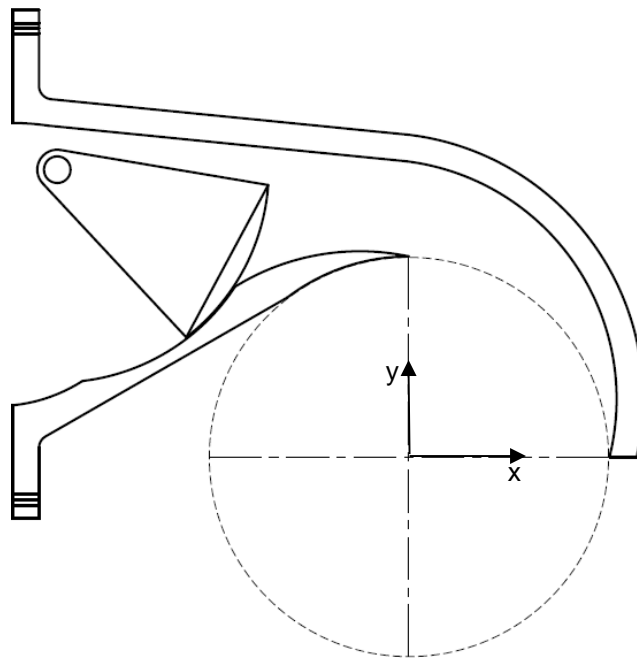


Figura 4.24 – Tubeira CV com a válvula a 30 graus

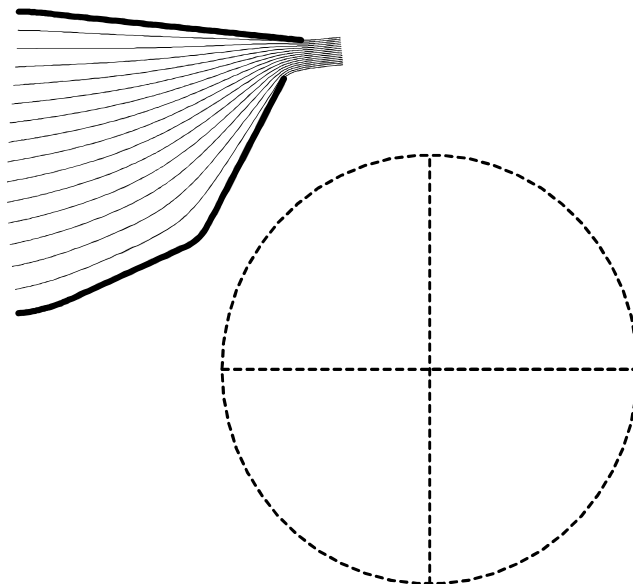


Figura 4.25 – Linhas de corrente com válvula a 30 graus (Tubeira CV)

#### 4.5.1. Estimativa do caudal debitado pela tubeira CV

Um parâmetro muito importante que se obtém no estudo do escoamento na tubeira é o caudal que sai através da mesma. O caudal à saída da tubeira pode ser determinado com base em vários modelos aproximados, como referido anteriormente, contudo neste caso a determinação numérica do caudal volúmico ( $Q_v$  em  $m^3/s$ ) foi realizada com recurso à equação (4.11):

$$Q_V = \sqrt{2 \times g \times H} \times D_{FJ} \times b_t \quad (4.11)$$

onde  $V_0$  é o módulo da velocidade do jacto livre [m/s], dado por  $V_0 = \sqrt{2 \times g \times H}$ ;  $D_{FJ}$  é a dimensão final do jacto [m], obtida com o programa computacional de análise do escoamento, para várias posições da válvula;  $b_t$  é a largura interna da tubeira em [m], cujo valor é de 0,21 m.

Na Figura 4.26 encontra-se representado a evolução do coeficiente de caudal volúmico debitado pela tubeira em descarga livre (sem rotor montado), para várias posições da válvula reguladora de caudal (em que 0 graus corresponde à válvula na posição totalmente aberta). A altura de queda manteve-se fixa no valor máximo de 5 metros.

O caudal volúmico foi adimensionalizado por meio da equação (4.12).

$$C_Q = \frac{Q_V}{Q_{V_{Máx}}} \quad (4.12)$$

onde:  $C_Q$  é o coeficiente do caudal volúmico [adimensional].

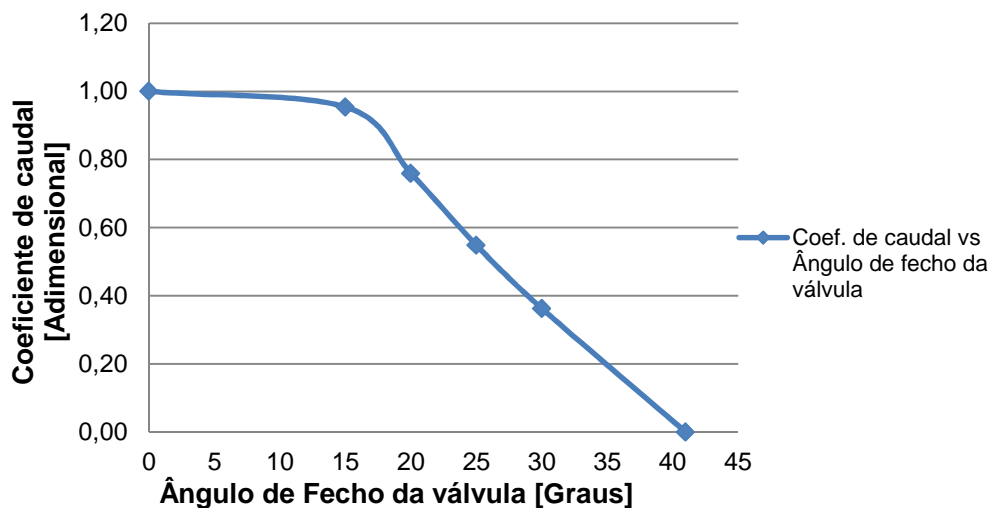


Figura 4.26 – Estimativa do caudal debitado pela tubeira CV em função da posição da válvula

Na Figura 4.26 verifica-se que com a diminuição da secção da tubeira, por meio do fecho da válvula consegue-se uma redução do caudal à saída da tubeira. No início do fecho da válvula, de 0 a 15 graus, a variação do caudal é muito reduzida (aproximadamente 0,05), em comparação com os restantes posicionamentos do fecho da válvula, onde a variação do caudal é de aproximadamente 0,2 para cada intervalo de 5 graus. Esta diferença inicial na variação de caudal deve-se ao facto de que inicialmente quando se inicia o fecho da válvula, a perturbação do escoamento é reduzida e confinada à zona junto da parede inferior da tubeira.

## 4.6. Estimativa dos esforços na tubeira CV

Devido a acção da pressão do fluido nas paredes da tubeira e na válvula, estas ficam sujeitas a esforços mecânicos. As forças são aplicadas na parede superior e inferior da tubeira e na base da válvula reguladora de caudal, causando também um momento. Dada a simetria da geometria relativamente a um plano perpendicular ao eixo do rotor, a tubeira não está sujeita a esforços de torção significativos. Também não serão calculados os esforços aplicados nas paredes laterais da tubeira.

### 4.6.1. Força resultante nas paredes da tubeira

As paredes da tubeira estão sujeitas a forças causadas pela pressão do escoamento, que resulta da pressão estática e da mudança de direcção do escoamento no interior da tubeira.

Num determinado ponto, a diferença de pressão ( $\Delta P$ ) em relação à pressão atmosférica pode ser obtida por intermédio da equação de Bernoulli, chegando-se à equação (4.13):

$$\frac{\Delta P}{\rho g H} = \left[ 1 - \left( \frac{q}{V_0} \right)^2 \right] \quad (4.13)$$

onde:  $\rho$  é a massa volúmica do fluido,  $g$  é a aceleração da gravidade,  $V_0$  é o módulo da velocidade no jacto a infinito, e  $q$  é o módulo da velocidade num ponto da parede da tubeira.

As forças exercidas pelo fluido nas paredes da tubeira ( $F_{PV}$  e  $F_{PH}$ ) podem ser determinadas pela equação (4.14a e 4.14b), respectivamente:

$$F_{PV} = \Delta P \times \sum_{i=1}^n A_{xi} \quad (4.14a)$$

$$F_{PH} = \Delta P \times \sum_{i=1}^n A_{yi} \quad (4.14b)$$

em que  $A_{xi} = (x_{i+1} - x_i) \times b_t$  e  $A_{yi} = (y_{i+1} - y_i) \times b_t$  são as áreas das paredes da tubeira para o cálculo das forças verticais e horizontais [ $m^2$ ], respectivamente,  $x$  e  $y$  são as coordenadas de posição do ponto [ $m$ ],  $b_t$  é a largura interna da tubeira [ $m$ ] e “ $i$ ” é o número genérico do ponto em que se discretizou a geometria das paredes da tubeira, sendo o número de pontos máximo igual 98 neste caso.

Substituindo a equação (4.13) em (4.14a e 4.14b) tem-se:

$$F_{PV} = \rho g H \left[ 1 - \left( \frac{q}{V_0} \right)^2 \right] \times \sum_{i=1}^n A_{xi} \quad (4.15a)$$

$$F_{PH} = \rho g H \left[ 1 - \left( \frac{q}{V_0} \right)^2 \right] \times \sum_{i=1}^n A_{yi} \quad (4.15b)$$

Sabe-se que:  $V_0 = \sqrt{2 \times g \times H}$ , e  $C_p = \left[ 1 - \left( \frac{q}{V_0} \right)^2 \right]$ , Substituindo  $V_0$ ,  $A$ ,  $C_p$ , na equação (4.15a e 4.15b) e fazendo algumas simplificações, obtém-se:

$$F_{PV} = \sum_{i=1}^n [C_{pi} \times (x_{i+1} - x_i)] \times \rho \times \frac{V_0^2}{2} \times b_t \quad (4.16a)$$

$$F_{PH} = \sum_{i=1}^n [C_{pi} \times (y_{i+1} - y_i)] \times \rho \times \frac{V_0^2}{2} \times b_t \quad (4.16b)$$

em que  $C_p$  é o coeficiente de pressão na tubeira [adimensional] e  $F_{PV}$  e  $F_{PH}$  são as componentes da força nas paredes da tubeira [N], na direcção vertical e horizontal, respectivamente.

A força resultante ( $F_R$ ) exercida pelo fluido nas paredes da tubeira [N], pode ser determinada por intermédio da equação (4.17):

$$F_R = \sqrt{[(F_{PV})^2 + (F_{PH})^2]} \quad (4.17)$$

Com recurso a uma folha de cálculo e tendo como base os valores obtidos na simulação da tubeira CV com o programa computacional de análise do escoamento, determinaram-se as forças exercidas pelo fluido na tubeira em descarga livre e com a válvula reguladora de caudal na posição totalmente aberta. Os valores obtidos são apresentados na Tabela 4.1:

Tabela 4.1 – Força resultante nas paredes da tubeira CV

	<b>F<sub>PV</sub> [N]</b>	<b>F<sub>PH</sub> [N]</b>	<b>F<sub>R</sub> [N]</b>
<b>PS</b>	3351,5	1517,9	3679,2
<b>PI</b>	-2002,0	955,3	2218,3

A força resultante na parede superior é maior do que na parede inferior da tubeira, conforme indicado na Tabela 4.1, podendo justificar-se pelo facto da parede superior possuir uma área maior e uma maior curvatura que causa maior deflexão do escoamento.

#### 4.6.2. Momento resultante nas paredes da tubeira

As forças exercidas pelo fluido nas paredes da tubeira causam um momento na tubeira que deve ser anulado pelos parafusos de fixação. O momento é a soma dos momentos das forças que actuam nas paredes da tubeira.

Para o cálculo do momento na tubeira devido às forças verticais ( $M_{PV}$ ) utilizou-se a seguinte expressão:

$$M_{PV} = M_{PV1} + M_{PV2} + \dots + M_{PVn}$$

$$M_{PV} = F_{PV1}(x_1 - x_A) + F_{PV2}(x_2 - x_A) + \dots + F_{PVn}(x_n - x_A) \quad (4.18)$$

Substituindo na equação (4.18) a expressão para o cálculo da força vertical nas paredes da tubeira [equação (4.16a)], obtém-se:

$$M_{PV} = \{[C_{P1} \times (x_2 - x_1)](x_1 - x_A) + [C_{P2} \times (x_3 - x_2)](x_2 - x_A) + \dots + [C_{Pn} \times (x_{n+1} - x_n)](x_n - x_A)\} \times \rho \times \frac{V_0^2}{2} \times b_t \quad (4.19)$$

Simplificando, tem-se:

$$M_{PV} = \sum_{i=1}^n [C_{Pi} \times (x_{i+1} - x_i)(x_i - x_A)] \times \rho \times \frac{V_0^2}{2} \times b_t$$

$$M_{PV} = \sum_{i=1}^n F_{PVi}(x_i - x_A) \quad (4.20)$$

Utilizando a mesma analogia, obteve-se o momento na tubeira devido às forças horizontal ( $M_{PH}$ ):

$$M_{PH} = \sum_{i=1}^n [C_{Pi} \times (y_{i+1} - y_i)(y_i - y_A)] \times \rho \times \frac{V_0^2}{2} \times b_t$$

$$M_{PH} = \sum_{i=1}^n F_{PHi}(y_i - y_A) \quad (4.21)$$

onde  $x_i$ ,  $x_{i+1}$ ,  $y_i$ ,  $y_{i+1}$  são as coordenadas do ponto de aplicação da força em [m];  $x_A$  e  $y_A$  (-0,2979 ; 0,3249) em [m] são as coordenadas fixas da parede da tubeira (ponto de aplicação do momento, como indicado na Figura 4.27);  $M_{PV}$  e  $M_{PH}$  são os momentos nas paredes [Nm], devido as forças na vertical e horizontal, respectivamente.



Convencionou-se o sentido positivo do momento, quando a rotação induzida sob acção do momento é de sentido anti-horário. Caso contrário, ou seja, quando a rotação acompanha o sentido horário, o momento foi considerado negativo.

O momento resultante ( $M_R$ ) em cada uma das paredes foi obtido por intermédio da equação (4.22):

$$M_R = M_{PV} + M_{PH} \quad (4.22)$$

Recorrendo a uma folha de cálculo e aos valores obtidos com o programa computacional de análise do escoamento, calcularam-se os momentos nas paredes da tubeira CV devido às forças na direcção vertical e horizontal, bem como o momento resultante em cada parede. Os valores calculados são apresentados na Tabela 4.2:

Tabela 4.2 – Momento resultante nas paredes da tubeira CV

	$M_{PV}$ [Nm]	$M_{PH}$ [Nm]	$M_R$ [Nm]
<b>PS</b>	666,6	267,8	934,4
<b>PI</b>	-221,6	214,7	-6,9

Analisando os resultados apresentados na Tabela 4.2 para o momento resultante nas paredes da tubeira CV, verifica-se que o mesmo é maior na parede superior, devidas às forças resultantes serem superiores na referida parede. Esta diferença também poderá ser justificada pela orientação das forças e a distância ao ponto de aplicação do momento. Estes momentos deverão ser equilibrados pela colocação das barras de aperto e parafusos de fixação da tubeira à estrutura da caixa da turbina.

Na Figura 4.27 apresenta-se o ponto de aplicação dos momentos [ponto A de coordenadas (-0,2979 ; 0,3249)], o sentido do momento aplicado em cada parede e também o sentido do momento resultante na tubeira ( $M_{Rt}$ ).

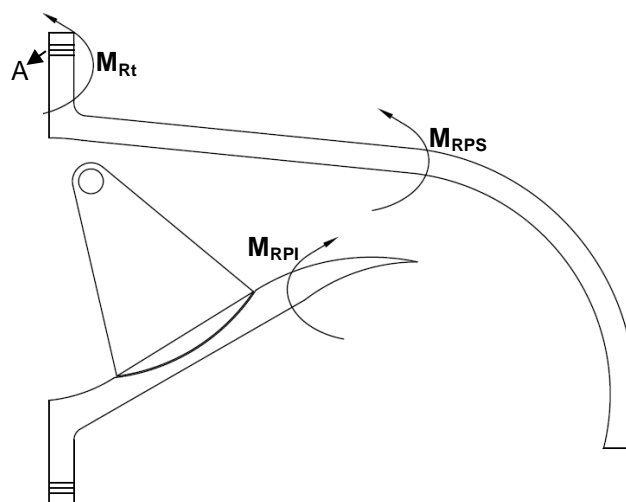


Figura 4.27 – Representação dos momentos na tubeira CV

O momento resultante na tubeira ( $M_{Rt}$ ) obteve-se pela equação (4.23):

$$M_{Rt} = M_{RPS} + M_{RPI} \quad (4.23)$$

$$M_{Rt} = 927,50 \text{ Nm}$$

O valor calculado do momento resultante na tubeira CV dá a noção dos esforços previstos para a tubeira, portanto, deve-se seleccionar um material com as características mecânicas que suportem os esforços a que a tubeira estará sujeita. O valor do momento calculado será equilibrado por um encastramento ou apoio formado por uma barra de aperto com parafusos de fixação, colocados no ponto de aplicação do momento (ponto A) e na parede inferior da tubeira.

#### 4.6.3. Força resultante na válvula reguladora de caudal

Seguindo a mesma analogia utilizada para o cálculo das forças na tubeira CV com a válvula na posição totalmente aberta, e utilizando as equações (4.16a e 4.16b), obtiveram-se as forças na válvula reguladora de caudal da tubeira CV em várias posições de fecho, como mostra a Tabela 4.3:

Tabela 4.3 – Força na válvula da tubeira CV

Posição da Válvula [graus]	$F_{PV}$ [N]	$F_{PH}$ [N]	$F_R$ [N]
15	-706,7	747,5	1028,6
20	-663,4	837,0	1068,0
30	-545,9	1011,2	1149,2

Tal como seria de esperar, na Tabela 4.3 os valores da força resultante na superfície da válvula reguladora de caudal aumenta à medida que se vai fechando a referida válvula, isto devido ao aumento progressivo da pressão.

É de salientar que os valores apresentados na Tabela 4.3 foram obtidos com uma geometria aproximada e simplificada da tubeira CV, como mostra a Figura 4.28.

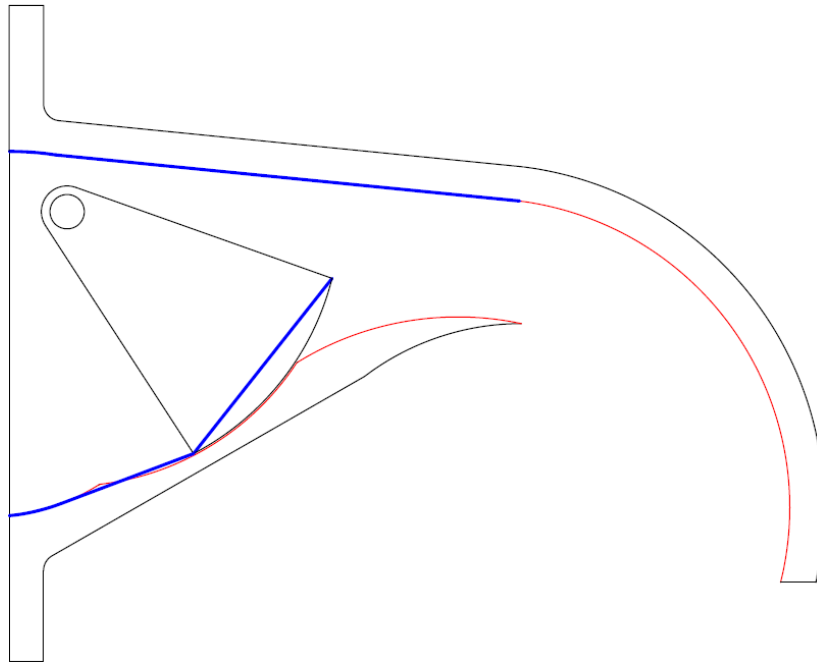


Figura 4.28 – Representação na simplificação da tubeira CV (válvula a 20 graus)

Para que fosse possível realizar a simulação da tubeira CV no programa computacional numérico de análise dos escoamentos, foram suprimidas as linhas a vermelho (menor espessura) e mantiveram-se as linhas azuis (maior espessura) na Figura 4.28. Manteve-se com a mesma dimensão a área da superfície plana da válvula em contacto com o escoamento e reduziu-se o comprimento da parede superior da tubeira de modo a conseguir convergência do programa computacional. Apesar das simplificações, estima-se que os valores numéricos das forças estarão próximos dos valores reais, tendo em conta que após o escoamento passar pela válvula, o mesmo mantém-se “colocado” à parede superior, ficando todo o jacto à pressão reinante no interior da caixa da turbina.

O cálculo da força máxima exercida sobre a válvula reguladora de caudal realizou-se considerando a válvula na posição totalmente fechada. Sendo assim, utilizou-se a equação (4.24):

$$F_{M\acute{a}x.V} = \Delta P \times A = \rho \times g \times H \times L_V \times b_t = 1337,87 \text{ N} \quad (4.24)$$

onde  $H$  é a altura de queda máxima,  $L_V$  é o comprimento máximo da válvula e  $F_{M\acute{a}x.V}$  é a força máxima exercida sobre a válvula reguladora de caudal.

Substituindo os respectivos valores na equação (4.24), obtém-se:

$$F_{M\acute{a}x.V} = 1000 \times 9,801 \times 5 \times 0,130 \times 0,210$$

O valor calculado da força máxima exercida sobre a superfície plana da válvula reguladora de caudal será suportado pelas chumaceiras de rolamentos montadas no eixo da válvula. O valor obtido de força máxima está coerente com os apresentados na Tabela 4.3.

#### 4.6.4. Momento resultante na válvula reguladora de caudal

Para o cálculo do momento das forças verticais e horizontais na superfície plana da válvula reguladora de caudal ( $M_V$  e  $M_H$ , respectivamente) utilizaram-se as equações (4.20), (4.21) e (4.22).

Na Figura 4.29 encontra-se representado o ponto de referência utilizado para o cálculo do momento na válvula reguladora de caudal [ponto B (-0,2642; 0,2159)].

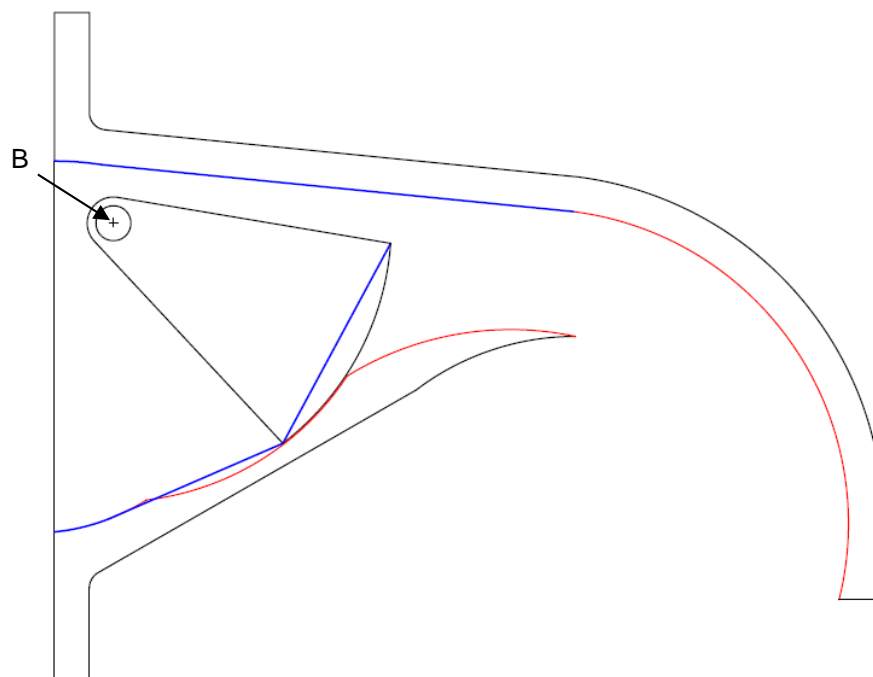


Figura 4.29 – Ponto de aplicação do momento (válvula a 30 graus)

Com o auxílio de uma folha de cálculo e com os valores obtidos no programa computacional de análise do escoamento, obtiveram-se os momentos na válvula, devido às forças na direcção vertical e horizontal, bem como o momento resultante, em cada uma das posições de fecho da referida válvula. Os valores calculados são apresentados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Momento resultante na válvula reguladora de caudal

Posição da Válvula [graus]	$M_V$ [Nm]	$M_H$ [Nm]	$M_R$ [Nm]
15	-72,6	75,1	2,5
20	-74,3	77,0	2,7
30	-69,7	69,4	-0,3

Na Tabela 4.4, verifica-se que o momento resultante na válvula a 30 graus é inferior ao resultante com as válvulas a 15 e 20 graus (apesar da força resultante na válvula a 30 graus ser superior), isto pode dever-se ao facto da pressão na superfície da válvula a 30 graus ser mais uniforme do que nas demais posições, o que faz com que a força resultante na válvula a

30 graus esteja mais próxima do eixo de simetria da válvula (como pode observar-se nas Tabela 4.5 e Tabela 4.6), tornando o momento muito próximo de zero.

Tabela 4.5 – Ponto de aplicação da força resultante na válvula

<b>Ponto de aplicação da força resultante [m]</b>					
Válvula a 15 graus		Válvula a 20 graus		Válvula a 30 graus	
<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>
-0,1614	0,1154	-0,1521	0,1239	-0,1365	0,1472

Tabela 4.6 – Ponto médio da superfície plana da válvula

<b>Ponto médio da superfície plana da válvula [m]</b>					
Válvula a 15 graus		Válvula a 20 graus		Válvula a 30 graus	
<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>
-0.1587	0.1164	-0.1504	0.1260	-0.1365	0.1471

O momento resultante na válvula reguladora de caudal será equilibrado pelo sistema de actuação (polias, correias e abraçadeira).

# Capítulo 5

## Considerações finais

### 5.1. Conclusões

O objectivo principal proposto neste trabalho foi a realização do estudo de um sistema de controlo de caudal de uma tubeira de turbina *cross-flow* apoiado no estudo numérico do escoamento no interior da tubeira. O estudo numérico fez-se com recurso a um programa computacional de análise dos escoamentos no interior de geometrias de tubeiras de turbina *cross-flow*.

Apesar da potência instalada ser inferior nas centrais mini-hídricas do que nas grandes hídricas, as primeiras constituem uma alternativa viável, devido à sua facilidade de instalação, baixo custo, configuração e dimensão, o que resulta em impactos ambientais menores. Sendo a turbina *cross-flow* muito utilizada em centrais mini-hídricas, torna-se importante a realização de estudos que visem melhorar o seu rendimento máximo. Nesse âmbito, foi realizado neste trabalho o estudo numérico da tubeira e da válvula reguladora de caudal.

Da análise da curva de rendimento da turbina *cross-flow*, verifica-se que, embora o rendimento máximo seja inferior ao das outras turbinas hidráulicas, esta exhibe uma curva bastante plana, isto é, possui bom rendimento (aproximadamente constante) para uma gama bastante alargada de caudais, facto que constitui uma das grandes vantagens deste tipo de turbina.

Na análise feita aos sistemas de controlo de caudal existentes no interior das tubeiras da turbina *cross-flow*, chegou-se a conclusão que o sistema mais adequado para as condições e características da tubeira SV era o que contém a válvula reguladora de caudal do tipo 4, por causa das várias vantagens apresentadas. As alterações realizadas na válvula projectada irão permitir um melhor guiamento do escoamento para o rotor e o sistema de actuação adoptado facilitará o manuseamento da válvula. Os suportes laterais da válvula reguladora de caudal estão alojados nos cortes das placas laterais da tubeira, o que resultará numa menor perturbação do escoamento no interior da tubeira.

O desenho da tubeira estudada neste trabalho foi realizado iterativamente com um método empírico recorrendo a arcos de círculo, por ser mais simples e não penalizar significativamente o desempenho da tubeira.

Utilizaram-se 14 e 12 graus para os ângulos de abertura da parede superior e inferior da tubeira, respectivamente. Foram utilizados ângulos diferentes das paredes da tubeira, com o objectivo de se obter na região central do escoamento valores dos ângulos da velocidade absoluta à saída da tubeira mais próximos do valor nominal pretendido (15 graus), tendo-se alcançado este objectivo.

Na análise dos ângulos da velocidade absoluta verificou-se que o valor médio do ângulo da velocidade absoluta, obtido numericamente para a geometria da tubeira SV utilizada, foi de 15,6 graus. A diferença máxima do ângulo da velocidade absoluta, em relação ao valor pretendido de 15 graus, foi de 3 graus. No entanto, é somente de 1,5 graus se não for considerado o ponto da parede inferior da tubeira.

Ao examinar a distribuição da velocidade nas paredes da tubeira, verificou-se que existe uma ligeira desaceleração na parede superior, que origina um gradiente adverso de pressão, esperando-se por isso um ligeiro aumento das perdas viscosas nesta zona. Contudo, dado o valor do gradiente adverso de pressão não há condições de separação da camada limite.

Tendo em conta que o programa computacional de análise de escoamentos utilizado foi validado experimentalmente, espera-se que a curva do caudal real debitado pela tubeira seja muito próxima da curva obtida numericamente neste trabalho.

Para analisar o caudal volúmico debitado pela tubeira CV em função da posição de fecho da válvula, foram feitas algumas alterações na geometria da tubeira de modo a ser analisada no programa computacional, contudo espera-se que essas alterações não influenciem significativamente os resultados, tendo em conta que manteve-se constante a área da secção transversal de saída do escoamento da tubeira e que a pressão se uniformiza após a passagem pela válvula. Verificou-se também que a variação do caudal volúmico é aproximadamente constante (20 litros/segundo) para cada intervalo de 5 graus de fecho da válvula (a partir dos 15 graus). A tubeira CV com a válvula na posição totalmente aberta poderá debitar um caudal volúmico máximo de aproximadamente 112 litros/segundo para uma altura de queda de 5 metros. Com esta válvula espera-se regular o caudal que sai da tubeira para o rotor e desta forma controlar a potência produzida pela turbina *cross-flow* sem influenciar significativamente o rendimento.

Devido à acção da pressão do fluido, a tubeira e a válvula reguladora de caudal projectadas estão sujeitas a esforços mecânicos (forças e momentos). Estes esforços mecânicos foram quantificados neste trabalho, devendo-se levar em consideração nas fases de selecção do material, construção e montagem da tubeira CV.

Na determinação da força e momento, verificou-se que os mesmos são superiores na parede superior da tubeira CV, devidas às maiores pressões e ao maior comprimento da referida parede. Deverá equilibrar-se o valor do momento por meio de fixação da tubeira à caixa da turbina, através de uma barra de aperto e parafusos de fixação, colocados no ponto de aplicação do momento e de igual modo, na parede inferior da tubeira.

Como previsto, o valor calculado da força exercida na válvula reguladora de caudal da tubeira CV aumenta progressivamente com o aumento do ângulo de fecho da válvula, e estas forças são inferiores à força máxima exercida sobre a superfície plana da válvula na posição de fechada, que corresponde à situação de máxima pressão. Foram seleccionadas chumaceiras de rolamentos a serem montadas no eixo do veio da válvula reguladora de caudal, de forma a suportarem os valores das forças calculadas.

O ponto de aplicação da força resultante na válvula na posição de fecho a 30 graus está

muito próximo do eixo de simetria da válvula (ponto de aplicação do momento), por isso o momento resultante na válvula a 30 graus é inferior ao momento na válvula a 15 e 20 graus. O momento resultante na válvula reguladora de caudal será equilibrado pelos elementos do sistema de actuação (polias e correias).

Uma das principais vantagens da turbina *cross-flow* reside na simplicidade de fabrico o que se traduz num baixo custo. Tendo isto em mente, foi desenvolvido um novo método de construção de tubeiras que garante uma grande modularidade e um melhor controlo da geometria. De entre as muitas vantagens deste novo método de construção, nunca antes utilizado, destacam-se a simplicidade, facilidade e rapidez na construção da tubeira, facto que a torna mais económica.

De forma genérica, pode-se dizer que os objectivos gerais estabelecidos para este trabalho foram alcançados.

## 5.2. Sugestões para trabalhos futuros

Para trabalho de desenvolvimento e melhorias futuras, sugere-se o seguinte:

- Utilizar um programa computacional para escoamento viscoso, tridimensional e com superfície livre para analisar o escoamento na tubeira com a válvula reguladora de caudal no seu interior.
- Comparar os valores obtidos com o programa computacional para fluido viscoso com os obtidos neste trabalho.
- Realizar a construção da tubeira CV, com o método de construção descrito neste trabalho e com os materiais seleccionados.
- Efectuar os ensaios experimentais da referida tubeira, realizando a medição do caudal debitado para as várias posições da válvula, assim como a força necessária para a actuação da válvula.
- Comparar os valores experimentais com os obtidos numericamente.
- Determinar experimentalmente o rendimento da turbina *cross-flow* com a tubeira CV para várias posições da válvula reguladora de caudal.



# Bibliografia

- [1] Energia, Agencia Internacional de., [Online] Maio 2012.  
<http://www.iea.org/topics/hydropower>.
- [2] García-Mauricio, Rafael Alejo., [Online] Maio 2012.  
<http://thales.cica.es/rd/Recursos/rd99/ed99-0226-01/capitulo3.html>.
- [3] Klunne, Wim Jonker., [Online] Junho 2012.  
<http://www.microhydropower.net/basics/intro.php>.
- [4] Renouvelables, APS Maroc Energies., [Online] Junho 2012.  
<http://apsmaroc.wordpress.com/2011/02/10/energia-y-su-transformacion/>.
- [5] The British Hydropower Association., "A GUIDE TO UK MINI-HYDRO." Inglaterra, 2005. Vol. I.2.
- [6] NHT Engineering., NHT Engineering. [Online] Outubro 2012.  
<http://www.newmillshydro.com/products/item/4/kaplan-turbines>.
- [7] Wasserkraft Volk AG., "Energy for a sustainable future." Vol. 1.0.
- [8] Falcão, A. F. O., "Turbomáquinas", Elementos de apoio à disciplina de Turbomáquinas, IST/UTL - Portugal, 2005.
- [9] Haimer, A. L., "The Cross-Flow Turbine - Water Power." Alemanha, 1960. Vol. 12, pp. 5-13.
- [10] Ossberger; Erdmannsdoerfer, H., Ossberger. *Ossberger*. [Online] Dezembro 2011.  
<http://www.ossberger.de/cms/en/home/>.
- [11] Suiryoku, Tanaka., Cross Flow Turbine. [Online] Agosto 2009.  
<http://www.tanasui.co.jp/image/pdf/CrossFlow.pdf>.
- [12] Pereira, N. H. C., "Estudo Numérico e Experimental de Tuberias para Turbinas Cross-Flow." Lisboa-Portugal, 1993. p. . Dissertação para a obtenção do grau de mestre em Engenharia Mecânica, Universidade Técnica de Lisboa – Instituto Superior Técnico, Lisboa..
- [13] Bumba, M. and Marques, R., "Projecto de Aproveitamento de um Recurso Hídrico para Produção de Energia Eléctrica." Projecto em Mecânica-Energia, ESTSetúbal/IPS, Portugal, 2008.
- [14] Hernandez, C., Indacochea, E. and Gomez, R. P., "Diseno, Estandarizacion y Fabricacion de Equipis para Pequenas Centrales Hidroelectricas." Espanha : Olade, 1998.
- [15] Pereira, N. H. C., "Estudo de uma Turbina Cross-Flow." Lisboa-Portugal, Dissertação

para a obtenção do grau de Doutor em Engenharia Mecânica, Universidade Técnica de Lisboa – Instituto Superior Técnico, Lisboa, 2007.

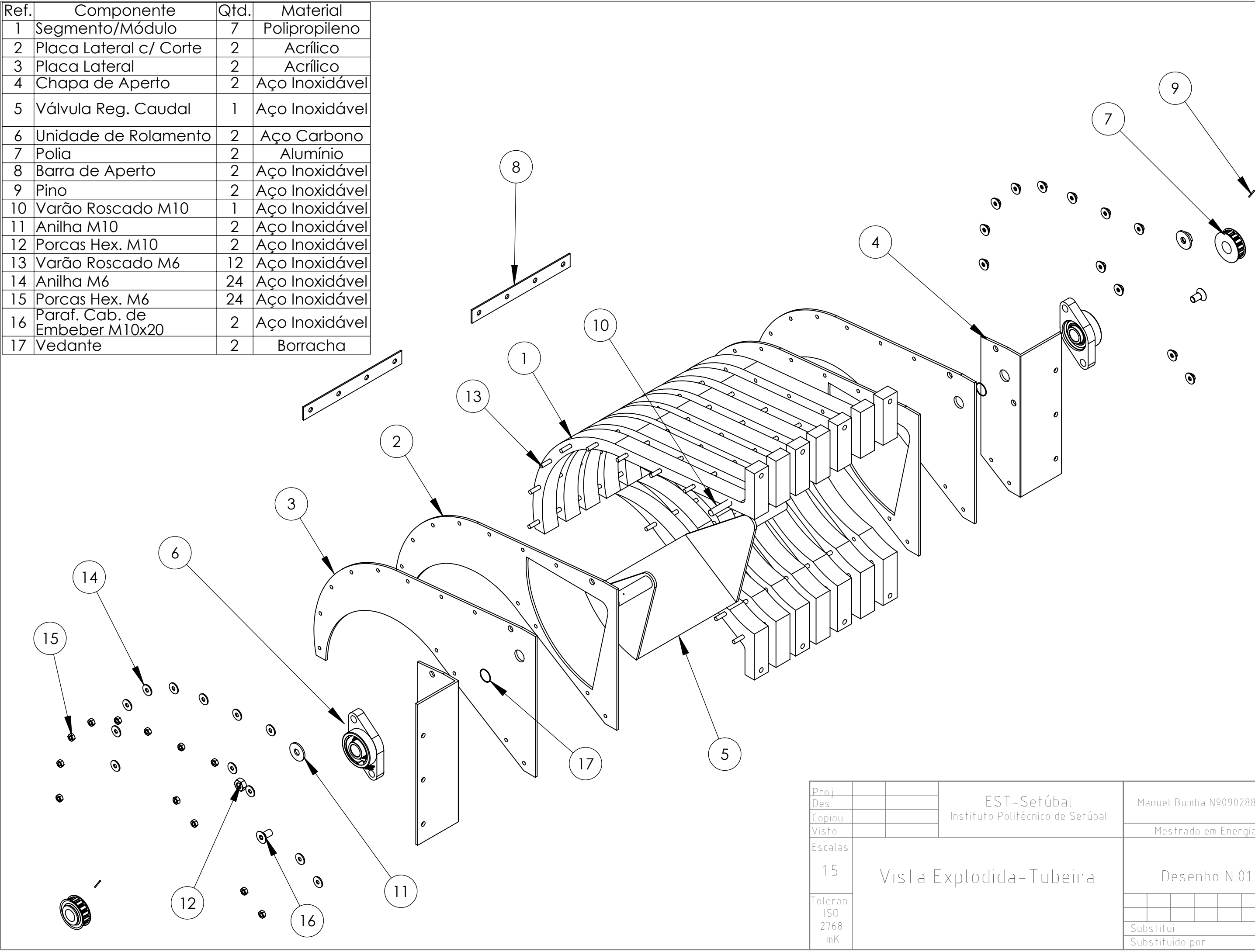
- [16] Mockmore C. A., Merryfield F., "The Banki Water Turbine." Oregon State Colege, Carvalis, USA : s.n., 1949. Bulletin Series Nº 25, Engineering Experimental Station, Oregon State System of Higher Education. .
- [17] Nakase, Y., et al., "A study of Cross-Flow turbine (Effects of nozzle shape on its performance)." Phoenix, Arizona, 1982. Proceedings of ASME Conference on Small Hydro-Power Fluid Machinery. pp. 13-18.
- [18] Borges, Joao E. B. T. and Pereira, Nuno H. C., "Um Novo Modelo de Perdas para a Turbina Hidráulica Cross-Flow." Lisboa-Portugal, 2003. VI congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica - CIBEM6. pp. 1555-1560. Trabalho desenvolvido no âmbito do projecto POCTI/EME/34146/99.
- [19] Varga, J., "Tests with the Bánki water turbine." 1959. Acta Techina Academicae Scientiarum Hungaricae. Vols. 27, Nº 1/2, pp. 79-102.
- [20] Borges, João E. B. T. and Pereira, Nuno H. C., "Efeito do Número de Pás do Rotor e da Reacção no Rendimento da Turbina Hidráulica Cross-Flow." Lisboa-Portugal, 2004. Trabalho desenvolvido no âmbito do projecto POCTI/EME/34146/99.
- [21] Monition, L., Le Nir, M. and Roux, J., "Micro Hydroelectric Power Stations", John Wiley e Sons, Ltd, 1984. Traduzido por McMullan, J..
- [22] , CERPCH - Centro Nacional de Referencia em Pequenas Centrais Hidréletricas. [Online] Dezembro 2011. <http://www.cerpch.unifei.edu.br/>.
- [23] SKAT., "Local Experience with Micro - Hydro Technology", June 1985.
- [24] Société Hydrotechnique de France., "Création d'une gamme de turbines à flux traversant." France : LA HOUILLE BLACHE. Comité technique - Session nº 128 - Paris - 12 et 13 juin 1985.
- [25] Meier, Ueli., "Design of Cross-Flow turbine: type BYS/T1." Switzerland : SKAT– Swiss Center for Appropriate, 1983. AT, MICROFICHE REFERENCE LIBRARY. A project of volunteers in Asia.
- [26] SKF., [Online] Outubro de 2011. [http://www.skf.com/portal/skf\\_pt/home](http://www.skf.com/portal/skf_pt/home).
- [27] F. RAMADA., [Online] junho 2012. <http://www.ramada.pt/index.php?&cat=15>.
- [28] LUMETAL PLASTIC., [Online] Junho 2012. <http://www.lumetalplastic.com/index.html>.
- [29] FAVORIT., [Online] Julho 2012. <http://www.favorit.com.br/produtos/categoria/acos-inoxidaveis/aco-aisi-316-aisi-316-l>.

# Anexo A

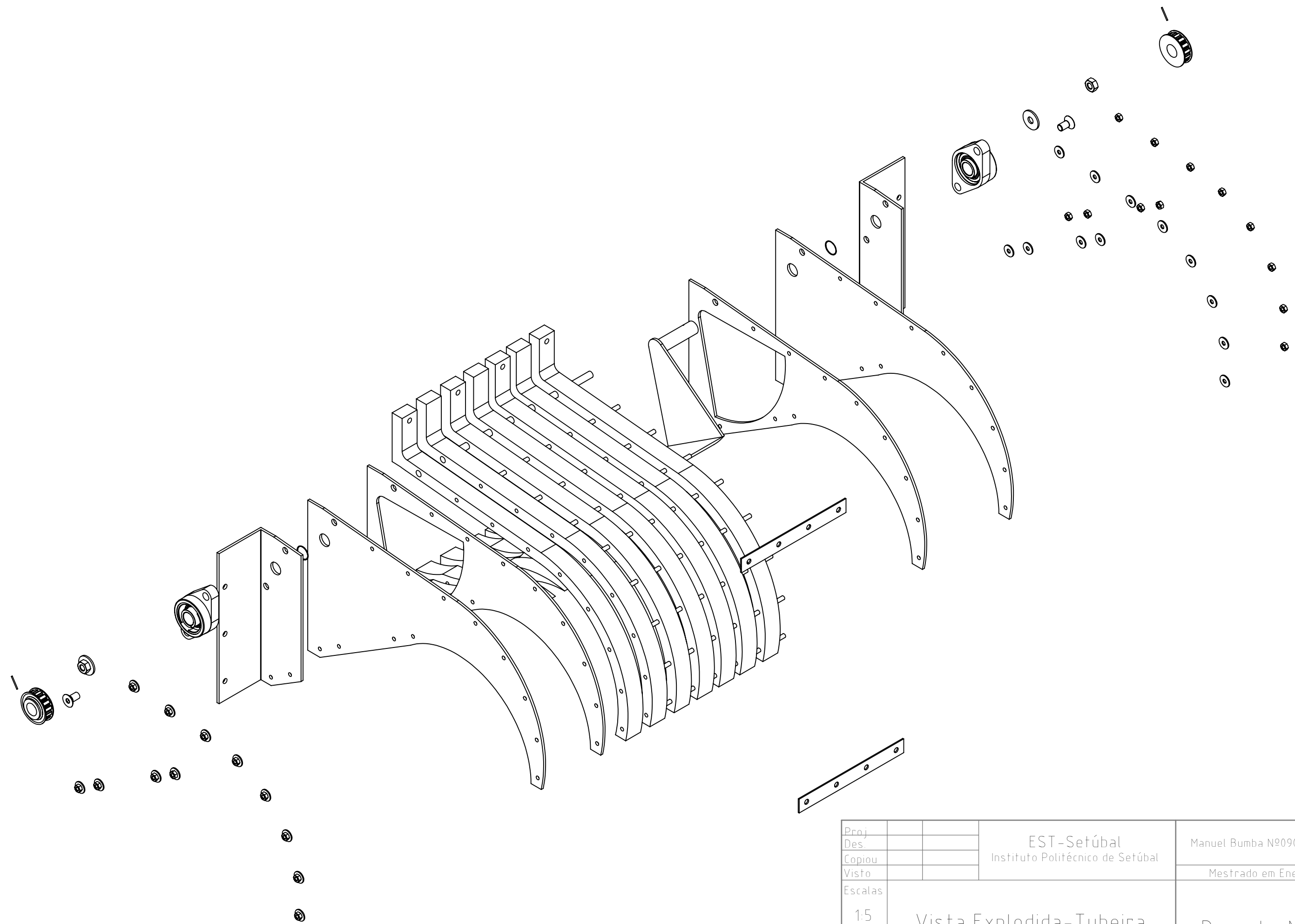
## Desenhos da tubeira CV e válvula

Nesta secção, são apresentados os desenhos pormenorizados da tubeira CV, da válvula reguladora de caudal e do conjunto dos mesmos com o sistema de accionamento da válvula, projectados com auxílio do programa de desenho em 3D.

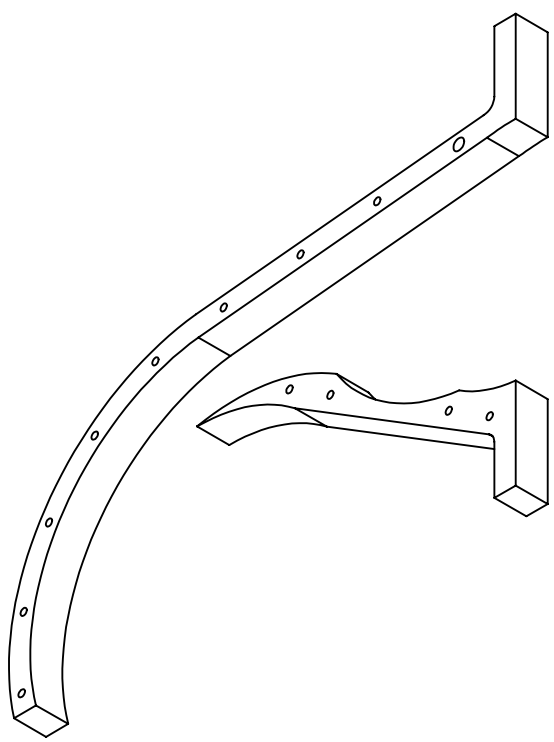
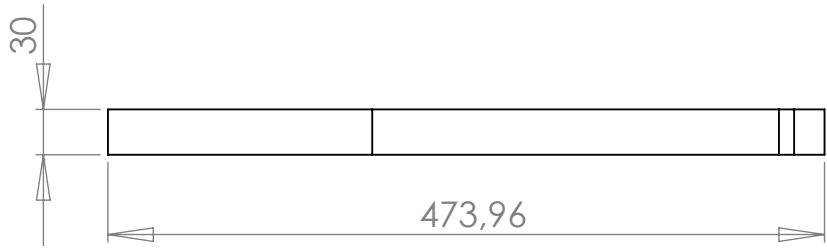
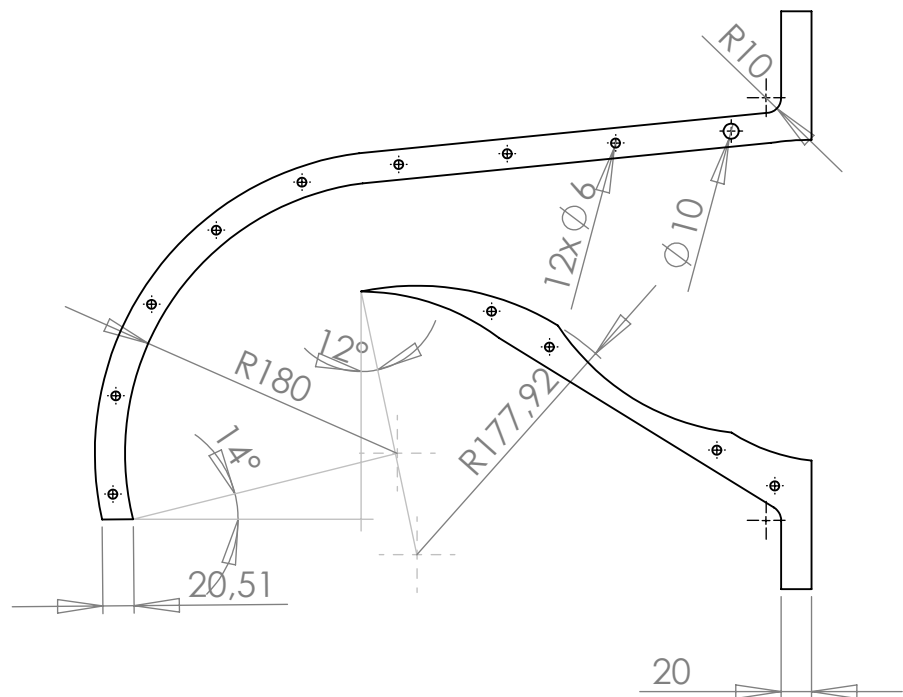
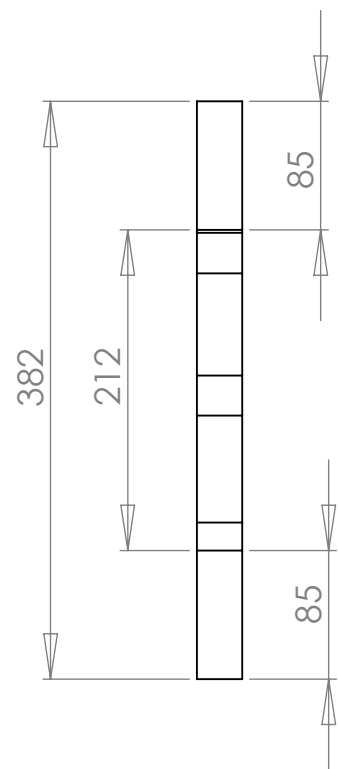
Ref.	Componente	Qtd.	Material
1	Segmento/Módulo	7	Polipropileno
2	Placa Lateral c/ Corte	2	Acrílico
3	Placa Lateral	2	Acrílico
4	Chapa de Aperto	2	Aço Inoxidável
5	Válvula Reg. Caudal	1	Aço Inoxidável
6	Unidade de Rolamento	2	Aço Carbono
7	Polia	2	Alumínio
8	Barra de Aperto	2	Aço Inoxidável
9	Pino	2	Aço Inoxidável
10	Varão Roscado M10	1	Aço Inoxidável
11	Anilha M10	2	Aço Inoxidável
12	Porcas Hex. M10	2	Aço Inoxidável
13	Varão Roscado M6	12	Aço Inoxidável
14	Anilha M6	24	Aço Inoxidável
15	Porcas Hex. M6	24	Aço Inoxidável
16	Paraf. Cab. de Embeber M10x20	2	Aço Inoxidável
17	Vedante	2	Borracha



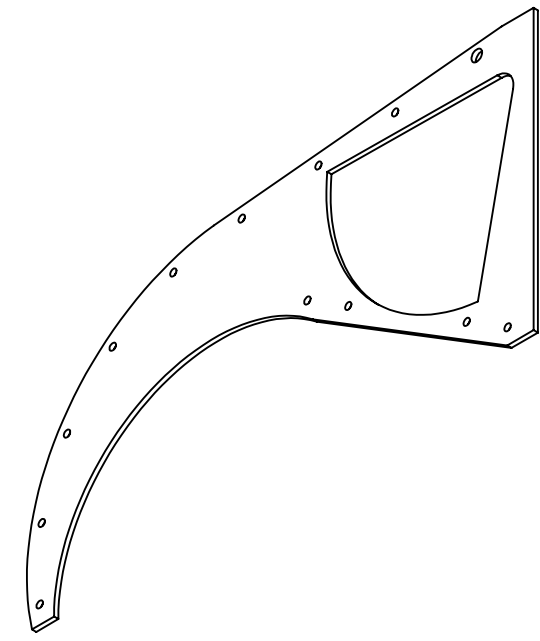
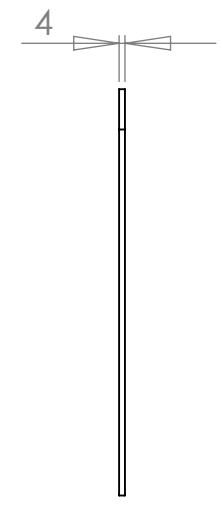
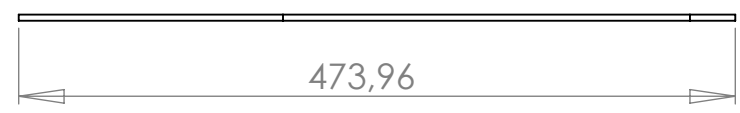
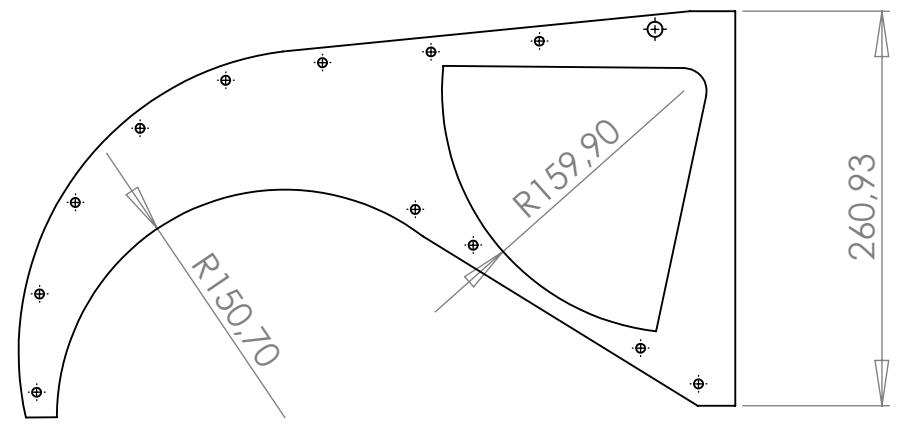
Proj.			EST-Setúbal Instituto Politécnico de Setúbal	Manuel Bumba Nº090288014						
Des.				Mestrado em Energia						
Copiou										
Visto										
Escalas	Vista Explodida-Tubeira			Desenho N.01						
1:5										
Toleran.				Substitui						
ISO										
2768										
mK	Substituído por									



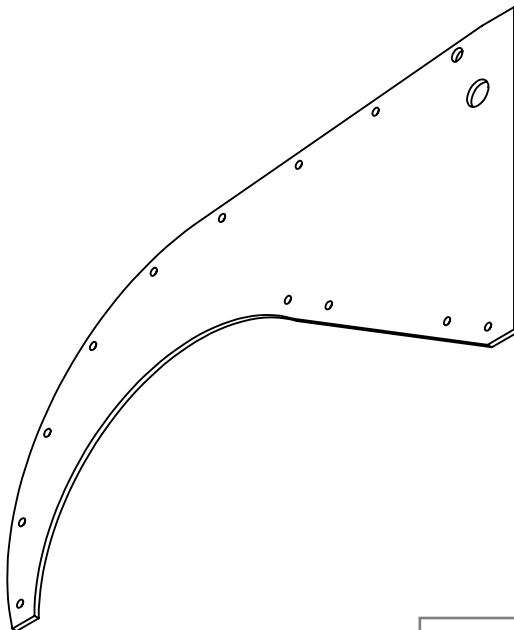
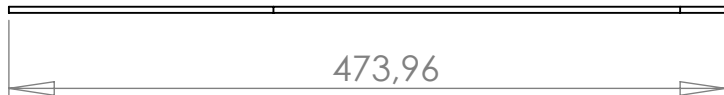
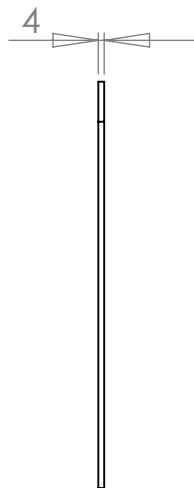
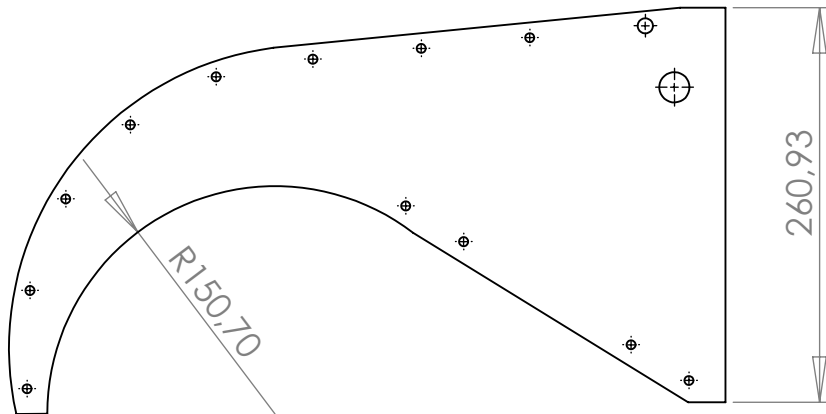
Proj			EST-Setúbal Instituto Politécnico de Setúbal	Manuel Bumba Nº090288014																																		
Des.				Mestrado em Energia																																		
Copiou																																						
Visto																																						
Escalas	1:5  Vista Explodida-Tubeira			Desenho N.02																																		
Toleran.				<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td colspan="7">Substitui</td></tr><tr><td colspan="7">Substituído por</td></tr></table>																					Substitui							Substituído por						
Substitui																																						
Substituído por																																						
ISO																																						
2768																																						
mK																																						



Proj			EST-Setúbal Instituto Politécnico de Setúbal	Manuel Bumba Nº090288014						
Des.				Mestrado em Energia						
Copiou										
Visto										
Escalas	1:5  Segmento-Tubeira			Desenho N.03						
Toleran.										
ISO										
2768				Substitui						
mK	Substituído por									

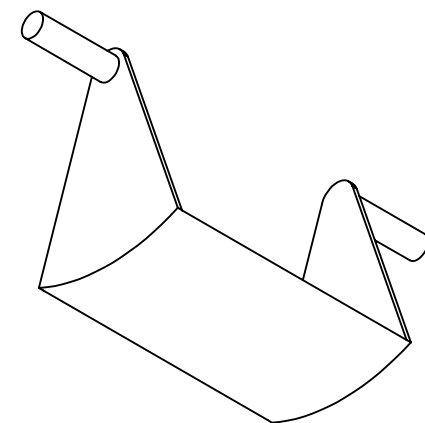
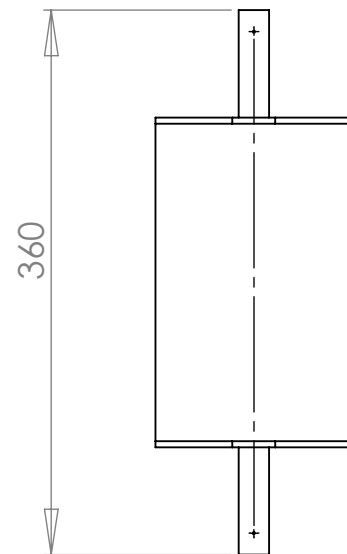
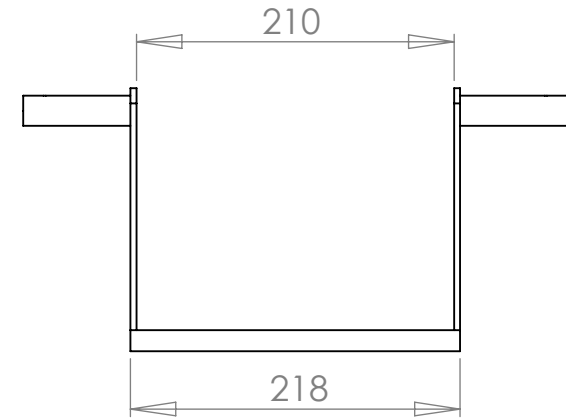
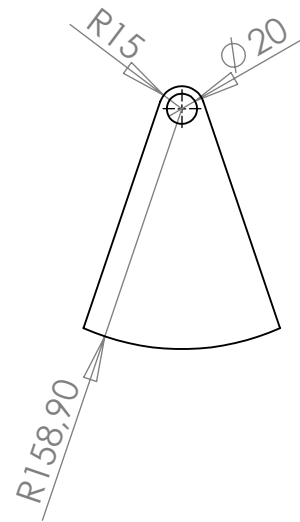


Proj			EST-Setúbal Instituto Politécnico de Setúbal	Manuel Bumba Nº090288014										
Des.				Mestrado em Energia										
Copiou														
Visto				Desenho N.04										
Escalas	1:5													
Toleran. ISO 2768 mK											Placa Lateral com Corte			
			Substitui											
			Substituído por											

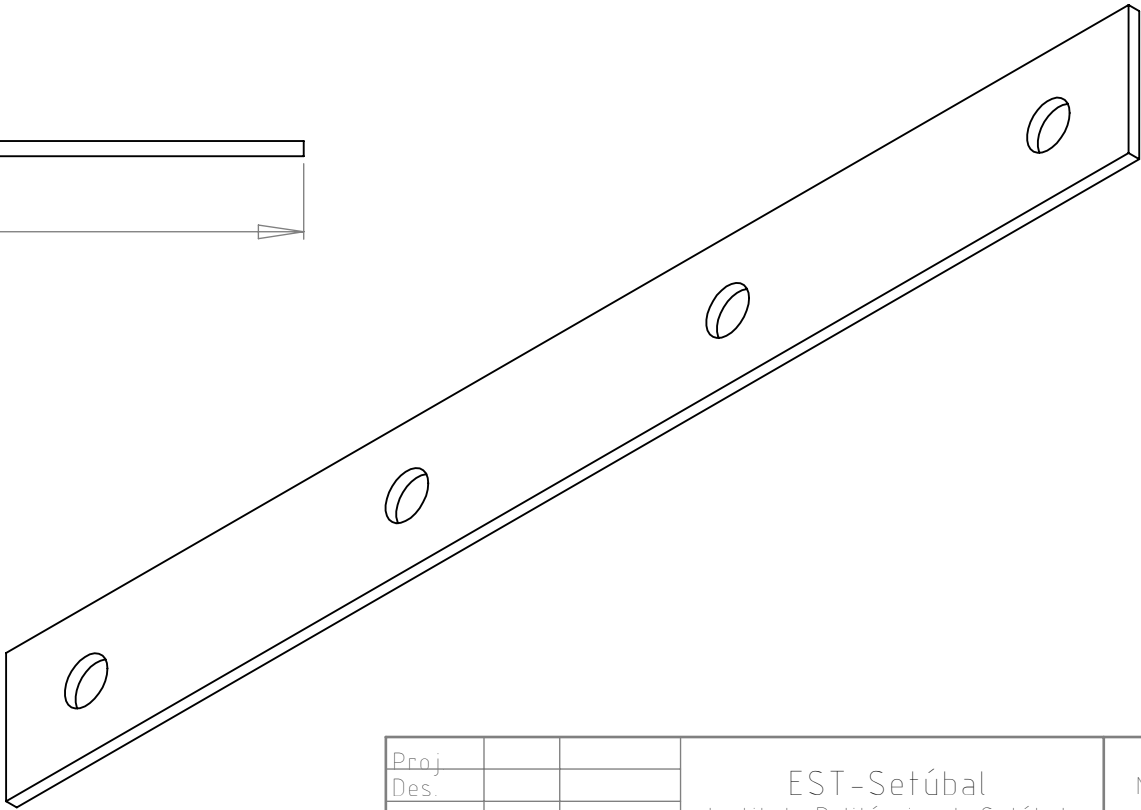
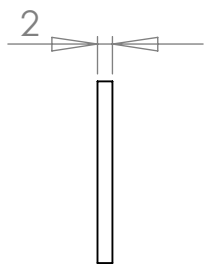
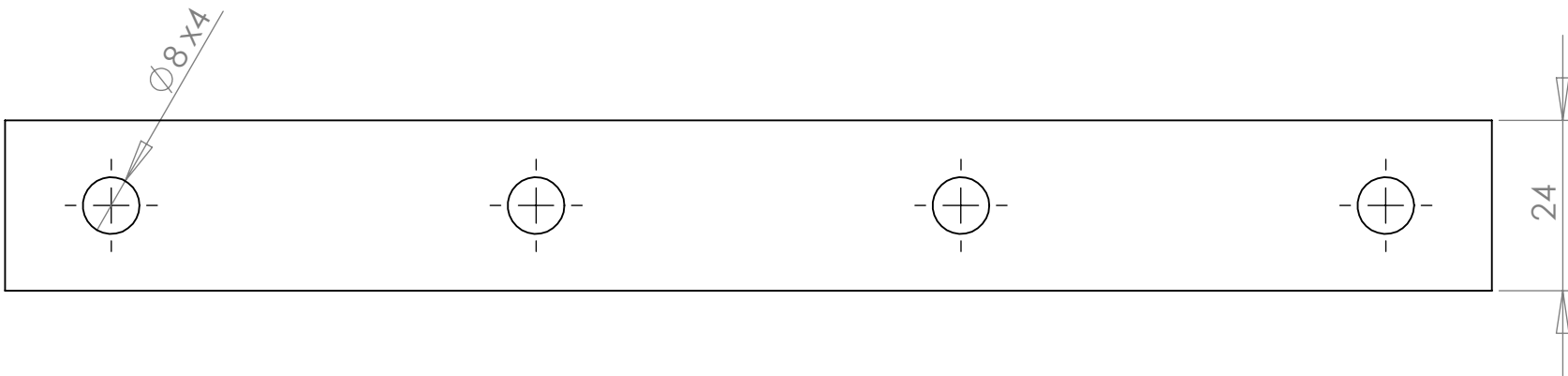


Proj			EST-Setúbal Instituto Politécnico de Setúbal	Manuel Bumba Nº090288014									
Des.				Mestrado em Energia									
Copiou													
Visto													
Escalas	1:5			Placa Lateral			Desenho N.05						
Toleran.	ISO 2768 mK												
				Substitui									
				Substituído por									

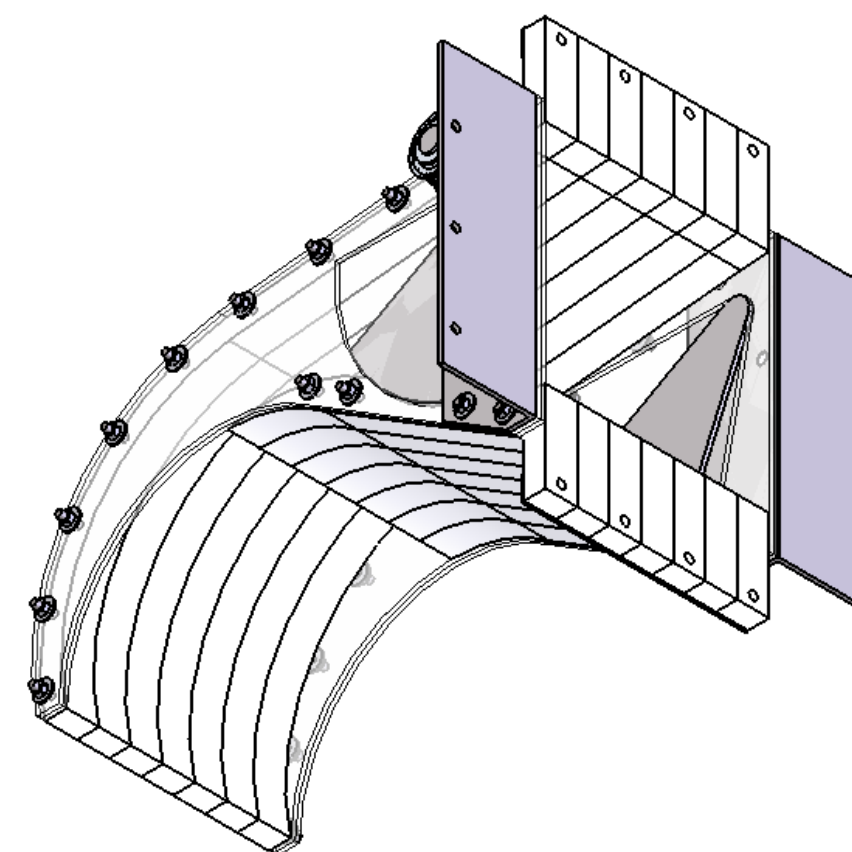
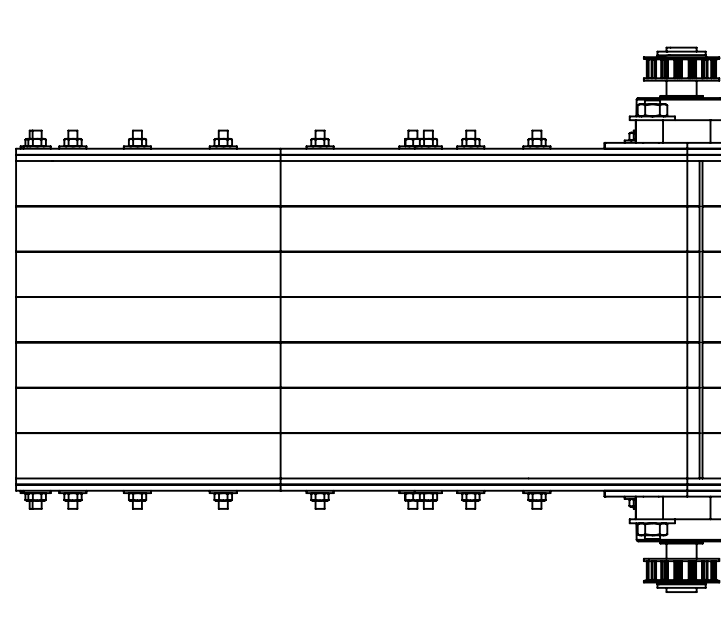
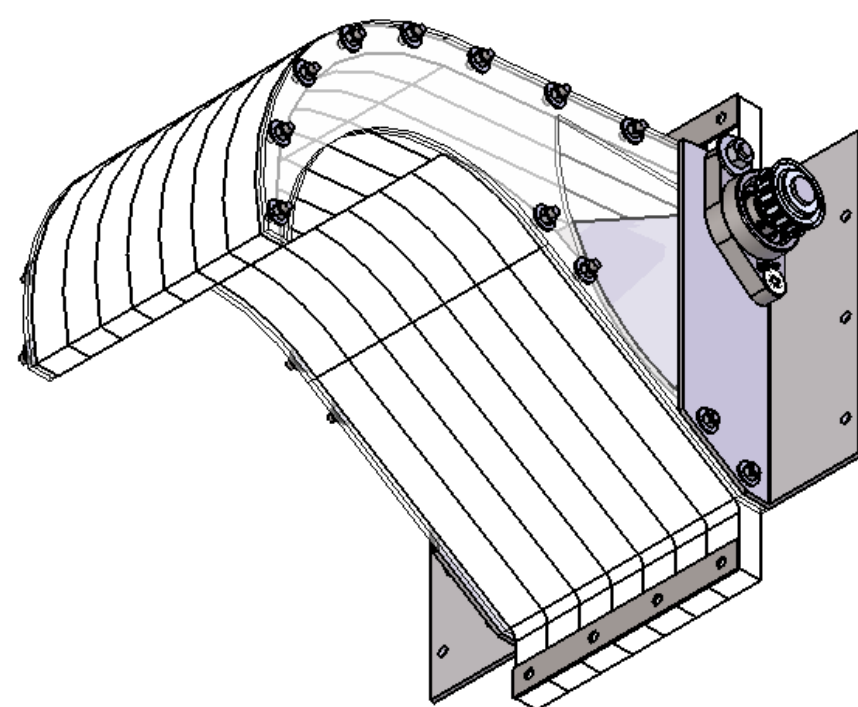
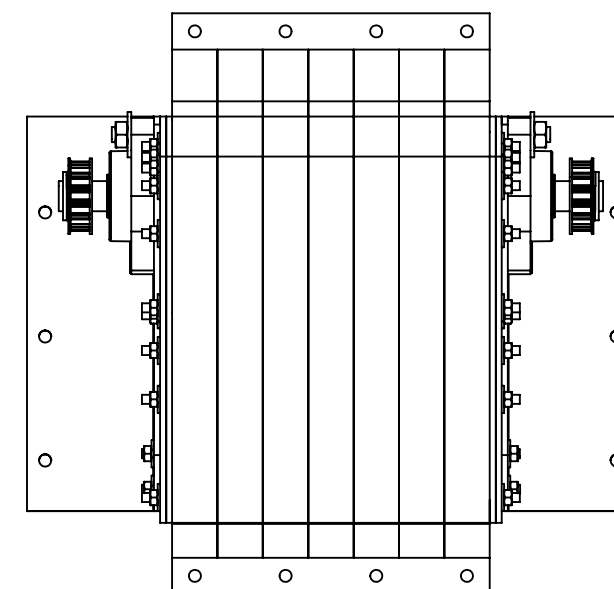
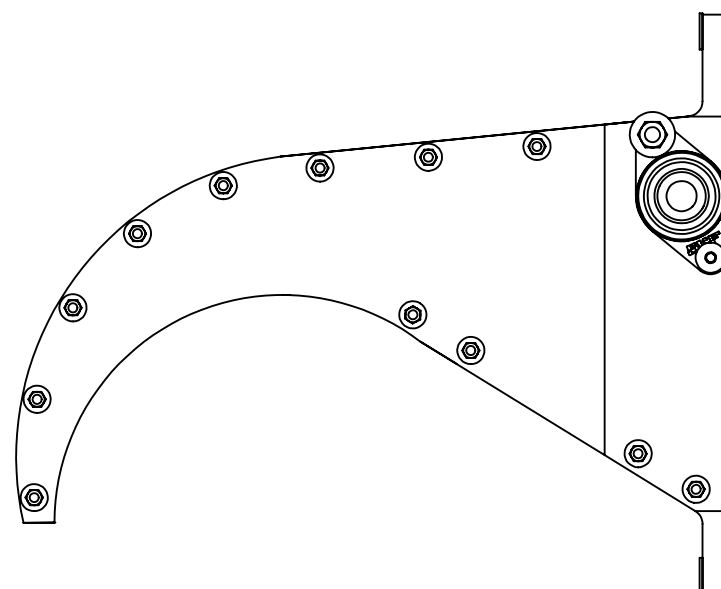




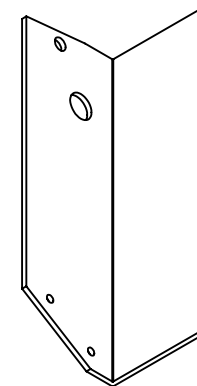
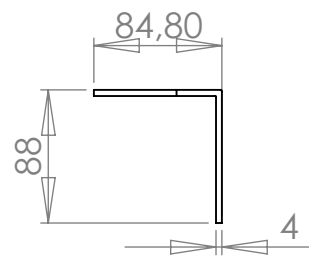
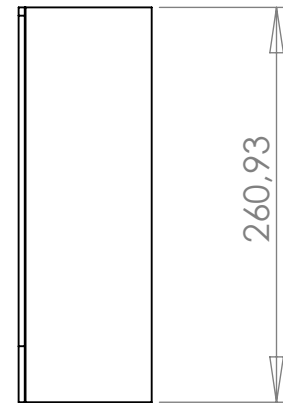
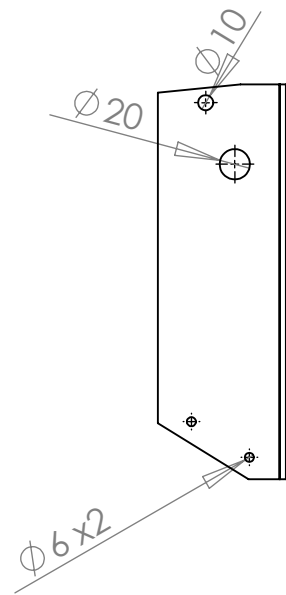
Proj.			EST-Setúbal Instituto Politécnico de Setúbal	Manuel Bumba Nº090288014									
Des.				Mestrado em Energia									
Copiou													
Visto													
Escalas	Válvula Reg.Caudal-Tubeira			Desenho N.06									
1:5													
Toleran.													
ISO													
2768													
mK													
				Substitui									
				Substituído por									



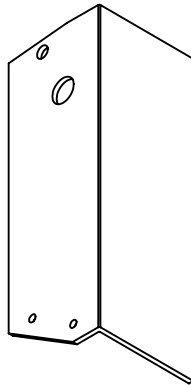
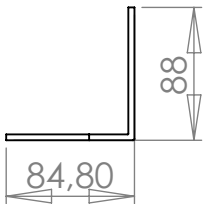
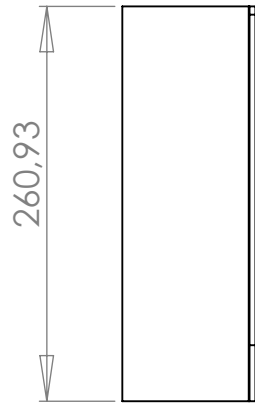
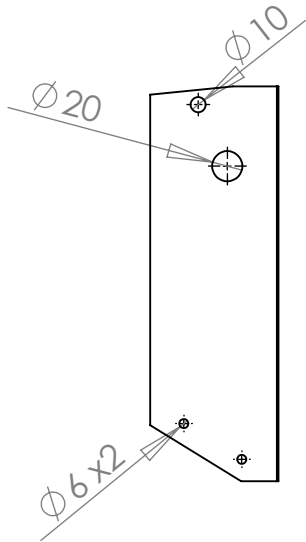
Proj			EST-Setúbal Instituto Politécnico de Setúbal	Manuel Bumba Nº090288014						
Des.				Mestrado em Energia						
Copiou										
Visto										
Escalas	Barra de Aperto			Desenho N.07						
1:5										
Toleran.										
ISO										
2768				Substitui						
mK				Substituído por						



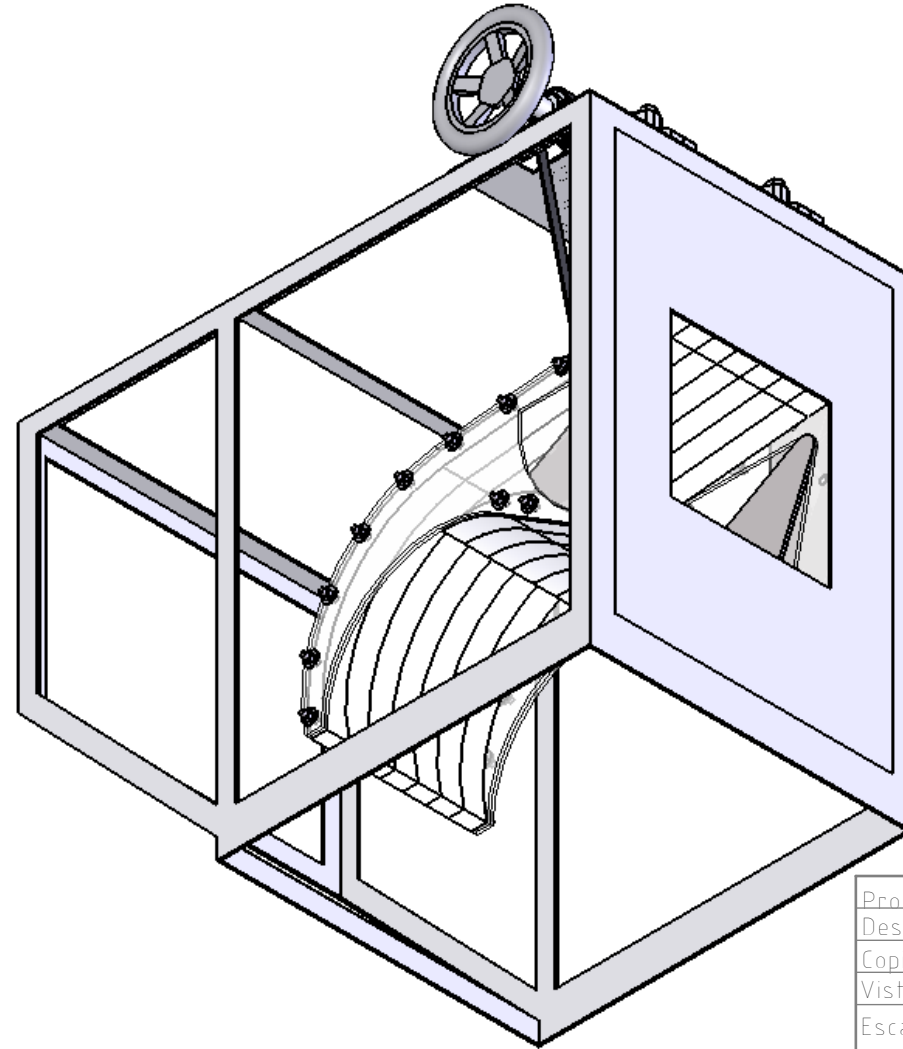
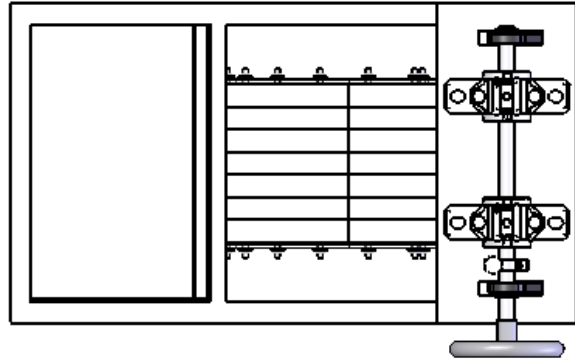
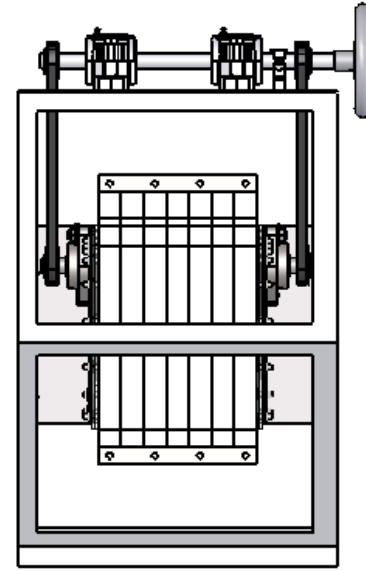
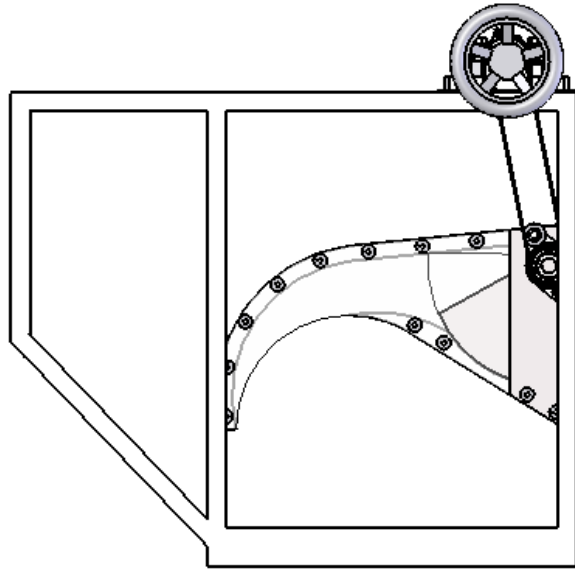
Proj.		EST-Setúbal Instituto Politécnico de Setúbal	Manuel Bumba Nº090288014					
Des.								
Copiou								
Visto			Mestrado em Energia					
Escalas	1:5	Tubeira	Desenho N.º08					
Toleran.								
ISO								
2768								
mK			Substitui					
			Substituído por					



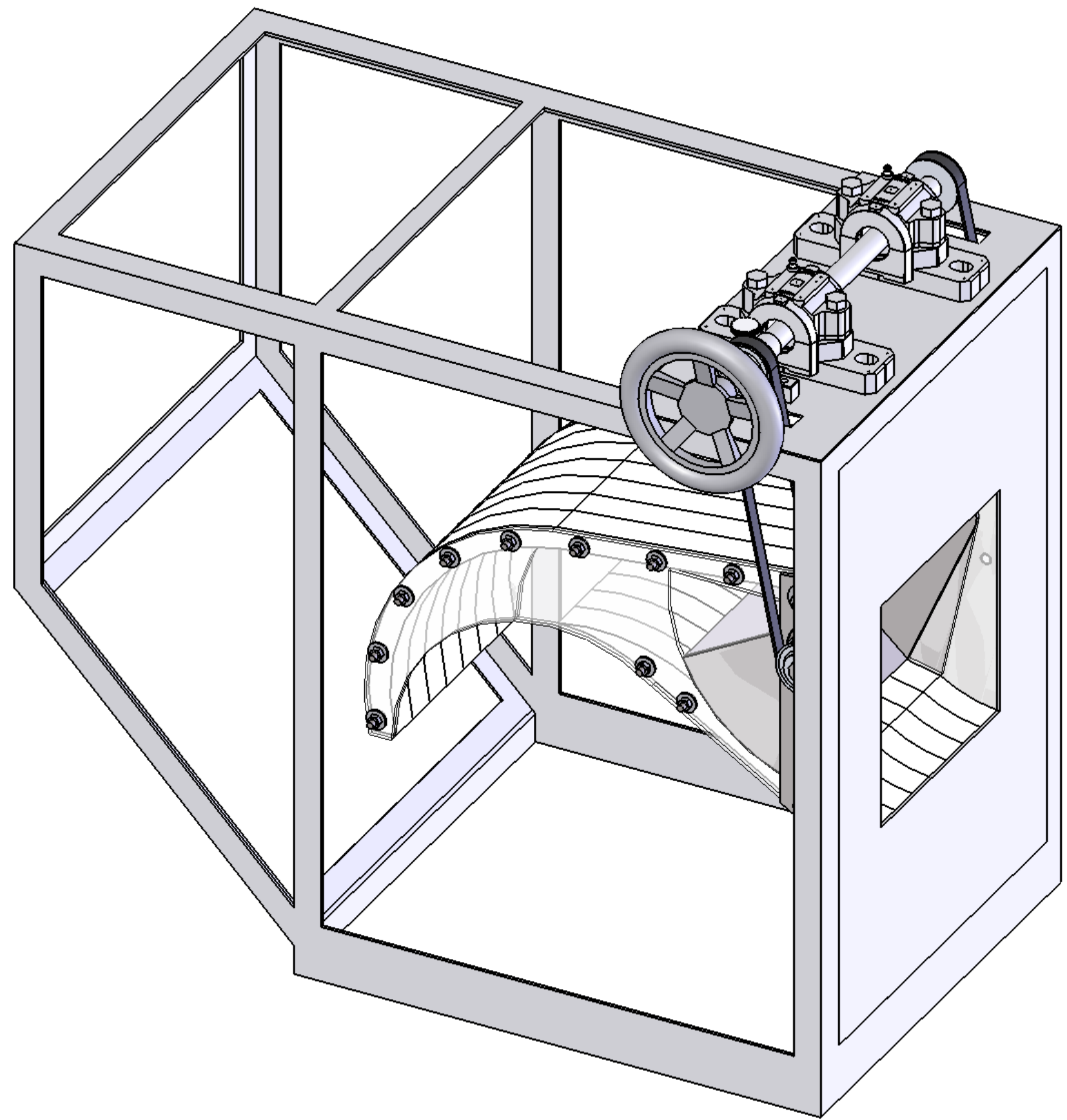
Proj.			EST-Setúbal Instituto Politécnico de Setúbal	Manuel Bumba Nº090288014						
Des.				Mestrado em Energia						
Copiou										
Visto										
Escalas	1:5  Chapa de Aperto-Esquerda			Desenho N.09						
Toleran.										
ISO										
2768										
mK				Substitui						
	Substituído por									



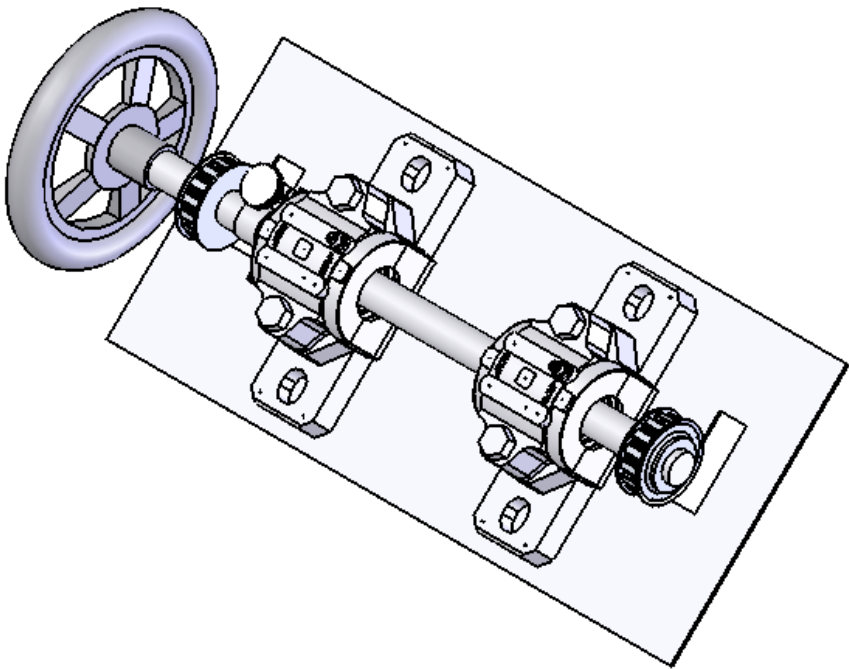
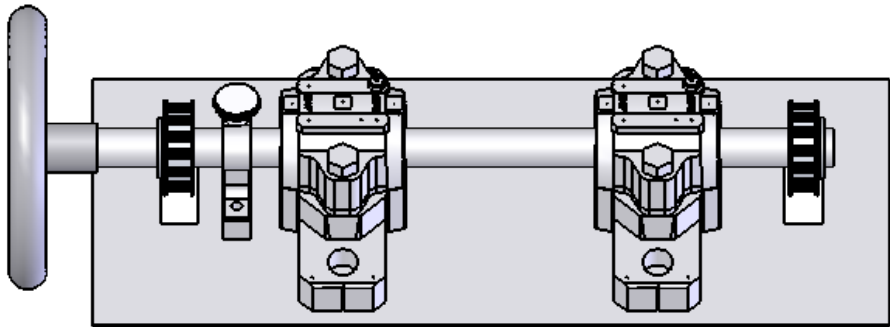
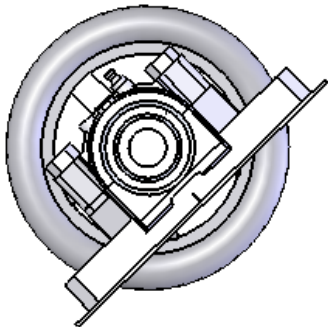
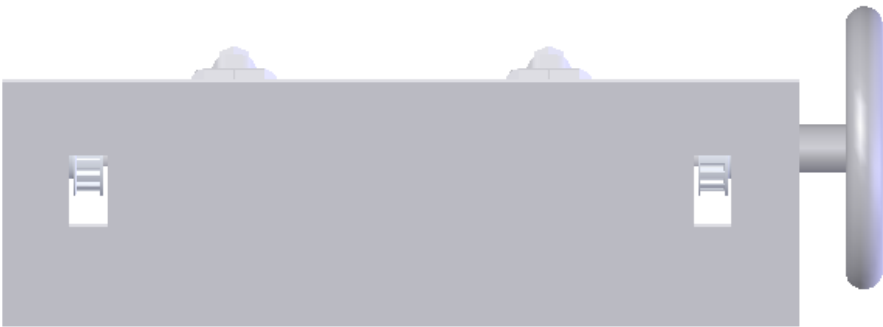
Proj.			EST-Setúbal Instituto Politécnico de Setúbal	Manuel Bumba Nº090288014												
Des.																
Copiou																
Visto				Mestrado em Energia												
Escalas	1:5			Chapa de Aoerto-Direita			Desenho N.10									
Toleran.							ISO 2768 mK									
						Substitui										
						Substituído por										



Proj			EST-Setúbal Instituto Politécnico de Setúbal	Manuel Bumba Nº090288014																				
Des.				Mestrado em Energia																				
Copiou																								
Visto																								
Escalas	1:5  Conjunto Tubeira-Válvula e Acessórios			Desenho N.11																				
Toleran.				<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>																				
ISO																								
2768	Substitui																							
mK	Substituído por																							



Proj			EST-Setúbal Instituto Politécnico de Setúbal	Manuel Bumba Nº090288014													
Des.				Mestrado em Energia													
Copiou																	
Visto																	
Escalas	1:4  Conjunto Tubeira-Válvula e Acessórios																
Toleran.											Desenho N.12						
ISO																	
2768																	
mK																	
											Substitui						
				Substituído por													



Proj.			EST-Setúbal Instituto Politécnico de Setúbal	Manuel Bumba Nº090288014										
Des.				Mestrado em Energia										
Copiou														
Visto														
Escalas	1:4			Conjunto Veio Superior			Desenho N.13							
Toleran.														
ISO														
2768														
mK				Substitui										
Substituído por														



# Anexo B

## Ângulo da velocidade absoluta vs Ângulo de recobrimento

Os valores da evolução do ângulo da velocidade absoluta ao longo do arco de entrada do rotor são apresentados nesta secção.

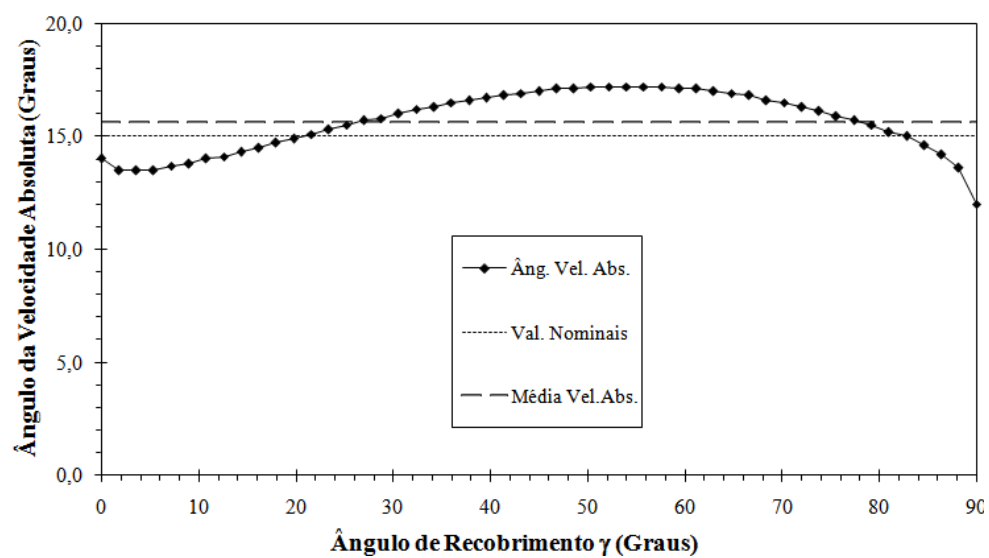
# B.1

Âng. Recob.	Âng. Vel. Absol.
[Graus]	
90	12
88.2	13.6
86.4	14.2
84.6	14.6
82.8	15
81	15.2
79.2	15.5
77.4	15.7
75.6	15.9
73.8	16.1
72	16.3
70.2	16.5
68.4	16.6
66.6	16.8
64.8	16.9
63	17
61.2	17.1
59.4	17.1
57.6	17.2
55.8	17.2
54	17.2
52.2	17.2
50.4	17.2
48.6	17.1
46.8	17.1
45	17
43.2	16.9
41.4	16.8
39.6	16.7
37.8	16.6
36	16.5
34.2	16.3
32.4	16.2
30.6	16
28.8	15.8
27	15.7
25.2	15.5
23.4	15.3
21.6	15.1
19.8	14.9
18	14.7
16.2	14.5
14.4	14.3
12.6	14.1
10.8	14
9	13.8
7.2	13.7
5.4	13.5
3.6	13.5
1.8	13.5
0	14

## B.2

Valor dos Âng. Vel. Absol. [graus]	
Máximo	17.2
Mínimo	12.0
Média	<b>15.63</b>

<b>Valor Nominal</b>	<b>15.0</b>
----------------------	-------------



# Anexo C

## Materiais e acessórios

Nesta secção apresentam-se os catálogos dos principais materiais e acessórios seleccionados para a tubeira CV e válvula reguladora de caudal.

## C.1

# PLÁSTICOS TÉCNICOS

## PLACAS

A |  PLACAS

ESPESOR mm (A)	PA6	POM	PVC	PET	PTFE	PE	PP	PC	PMMA	CEL	POL
0,5										—	
0,75								—			
0,8										—	
1	—	—	—					—	—	—	—
1,5								—		—	—
2	—	—	—		—			—	—	—	—
2,5									—		
3	—	—	—		—	—	—	—	—		—
4	—	—	—	—	—	—	—	—	—		—
5	—	—	—		—	—	—	—	—	—	—
6	—	—	—		—	—	—	—	—	—	—
7											—
8	—	—	—		—	—		—	—		—
9											—
10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12	—	—	—	—	—	—		—	—		—
15			—		—	—	—		—	—	—
16	—	—		—							
18									—		
20	—	—	—	—	—	—	—		—	—	—
25	—	—	—	—	—	—	—		—		—
30	—	—	—	—	—	—	—			—	—
35	—		—			—					—
40	—	—	—	—	—		—			—	—
45						—					—
50	—	—		—	—	—	—			—	—
55	—										—
60	—	—		—	—	—	—			—	—
65	—										
70	—	—				—	—			—	
80	—	—		—		—				—	
90	—					—				—	
100	—	—		—						—	
120	—					—					

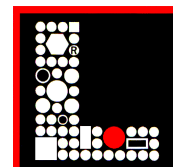
- Si precisan alguna otra medida plástico técnico que no conste en nuestra tabla de normalizados, rogamos nos consulten

PA6: Nylon    PET: Arnite    PE: Polietileno    PC: Policarbonato    CEL: Celotex  
POM: Delrin    PP: Polipropileno    PMMA: Metacrilato    POL: Poliuretano



www.lumetalplastic.com  
info@lumetalplastic.com

- Sant Ferran nº 53, Nave 11 - 08940 CORNELLA (Barcelona)
- Tel. 93 474.28.77 \* - Fax 93 377.55.12



# PLÁSTICOS TÉCNICOS - CARACTERÍSTICAS

	Método	Unidad	PA 6	POM	PVC	PE	PP	PET	PTFE	PC	PA 66	PA6+FV
<b>Propiedades físicas</b>												
Peso específico	D 792	Kg/dm <sup>3</sup>	1.14	1.41	1.42	0.96	0.90	1.34	2.3	1.25	1.15	1.36
Absorción H <sub>2</sub> O en 24 h	D 570	%	2.6	0.3	0.1	0.01	0.02	0.1	0	0.12	1.4	1.1
Absorción H <sub>2</sub> O (saturación)	---	%	9.5	0.9	2.5	0.02	0.03	0.4	0	0.3	8.5	5.5
Resistencia a la tracción	D 638	Kg/cm <sup>2</sup>	700	550	480	280	300	650	150	570	800	1.700
Alargamiento a la rotura 1	D 638	%	180	75	70	300	100	120	300	80	80	6
Modulo elástico a la flexión	D 638	Kg/cm <sup>2</sup>	10.000	28.000	25.000	10.000	12.000	20.000	4.000	22.000	15.000	75.000
Resistencia a la flexión	D 790	Kg/cm <sup>2</sup>	650	750	800	300	350	900	---	1.000	700	2.200
Modulo elástico a la flexión	D 790	Kg/cm <sup>2</sup>	20.000	25.000	28.000	15.000	13.000	26.000	---	25.000	25.000	80.000
Resistencia a la compresión	D 695	Kg/cm <sup>2</sup>	650	1.000	700	250	380	1.350	70	750	700	1.800
Dureza Rocwell	D 795	---	M 80	M 83	M 78	M 53	M 55	M 90	ShoreD 50	M 72	M 88	M 95
Resistencia al choque izod 2	D 256	Kg*cm <sup>2</sup> /cm <sup>2</sup>	7.5	6	10	90	15	4.5	16	16	6.5	9.5
Coefficiente de rozamiento			0.15	0.14	0.40	0.25	0.25	0.09	0.06	0.40	0.15	0.16
<b>Propiedades térmicas</b>												
Punto de fusión		°C	218	165	100	130	170	260	---	230	255	218
Resistencia al calor continuo 3		°C	90	105	65	95	90	120	260	120	90	100
Resistencia al calor pocas horas 3		°C	115	115	80	105	110	170	270	140	115	125
Temp. de distorsión, 18.6 Kg	D 648	°C	75	110	70	55	60	90	---	135	85	205
Temp. de distorsión, 4.6 Kg	D 648	°C	180	155	75	80	100	120	120	140	185	210
Coefficiente dilatación térmica	D 696	cm/cm*°C	120 * 10 <sup>-6</sup>	83 * 10 <sup>-6</sup>	20 * 10 <sup>-6</sup>	120 * 10 <sup>-6</sup>	110 * 10 <sup>-6</sup>	60 * 10 <sup>-6</sup>	100 * 10 <sup>-6</sup>	70 * 10 <sup>-6</sup>	100 * 10 <sup>-6</sup>	33 * 10 <sup>-6</sup>
<b>Propiedades eléctricas</b>												
Resistividad de volumen	D 257	ohm/cm	10 <sup>11</sup>	10 <sup>14</sup>	10 <sup>15</sup>	10 <sup>16</sup>	10 <sup>16</sup>	10 <sup>16</sup>	10 <sup>18</sup>	10 <sup>16</sup>	10 <sup>12</sup>	10 <sup>12</sup>
Constante dieléctrica (10 <sup>6</sup> Hz)	D 150	---	4.0	3.7	2.8	2.3	2.5	3.2	2.1	2.9	4.0	4.5
Factor de disipación (10 <sup>6</sup> Hz)	D 150	---	0.10	0.006	0.02	0.0005	0.0005	0.004	0.0002	0.02	0.7	0.11
<b>Propiedades radioactivas</b>												
Resistencia a los rayos gamma 4	---	M.Rad	0.7	0.9	8.0	12.5	1.3	12	0.03	1.4	0.07	0.8
<b>Atoxidad</b>												
Compatibilidad con los alimentos 5	---		--	+	--	+	+	+	0	+	--	--
<b>Varios</b>												
Resistencia a la luz 5	---		0	0	--	--	--	0	0	0	0	0
Resistencia a la abrasión 5	---		+	0	--	0	0	+	0	--	+	+
Resistencia a la llama	UL 94		V2	HB	HB	HB	HB	HB	V0	V1	V2	HB

1 Un alto valor de alargamiento a la tracción indica en general, un alto valor de resistencia al choque

2 Los valores de las probetas a menudo no llevan correlación con las características reales de resistencia reales de resistencia al choque de las piezas terminadas

3 La temperatura máxima depende de las condiciones de empleo del material

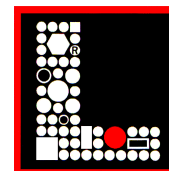
4 Máxima irradiación del producto sin resquebrajar el material

5 + = buena    0 = mediocre    -- = escasa



www.lumetalplastic.com  
info@lumetalplastic.com

- Sant Ferran nº 53, Nave 11 - 08940 CORNELLA (Barcelona)
- Tel. 93 474.28.77 \* - Fax 93 377.55.12



AÇOS INOXIDÁVEIS															LEGENDA						● Ótima		● Boa		● Média		● Ruim						
EQUIVALÊNCIAS		DENOMINAÇÕES DOS FABRICANTES			COMPOSIÇÕES QUÍMICAS MÉDIAS (%)									ESTADO NORMAL DE FORNECIMENTO	TRATAMENTOS TÉRMICOS							CARACTERÍSTICAS	COMPARATIVOS ENTRE CARACTERÍSTICAS					APLICAÇÕES					
AISI/SAE	WERKSTOFF N°	GERDAU	VILLARES	BÖHLER	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	P	S	Outros		RECOZIMENTO (°C)	DUREZA (HB)	TÊMPERA			REVENIMENTO (°C)				Resistência ao Desgaste	Tenacidade	Usinabilidade	Profundidade de Têmpera		Deformação				
																	TEMPERATURA (°C)		MEIO											DUREZA HRC			
AÇOS INOXIDÁVEIS MARTENSÍTICOS					AÇOS INOXIDÁVEIS MARTENSÍTICOS										AÇOS INOXIDÁVEIS MARTENSÍTICOS							AÇOS INOXIDÁVEIS MARTENSÍTICOS					AÇOS INOXIDÁVEIS MARTENSÍTICOS						
420C	1.4028	420C	VC 150	M 310	0,35	1,00 máx.	1,00 máx.	13,0	1,00 máx.	1,00 máx.	0,040 máx.	0,030 máx.	–	ESFEROIDIZADO	840/870	Máx. 230	980/1030	ÓLEO	54/56	54	53	52	51	52	40	Aço inoxidável martensítico, ligado ao cromo, temperável, magnético. Pode ser beneficiado para altas durezas e elevadas faixas de resistência mecânica. Possui boa usinabilidade, boa resistência mecânica até a temperatura de 550°C e boa resistência à oxidação até a temperatura de 630°C. No estado beneficiado, apresenta melhor resistência à corrosão. A característica inoxidável é otimizada com a utilização de superfícies limpas e polidas, razão pela qual as carepas formadas nas operações de soldagens, tratamentos térmicos ou conformações a quente devem ser removidas. Deve-se evitar o revenimento na faixa de temperatura entre 425 e 525°C, onde ocorre a fragilização do material.	●	●	●	●	●	Peças que devem resistir à corrosão atmosférica, ácidos fracos e ácido nítrico com concentrações inferiores a 60%. Hastes de válvulas e de bombas; eixos e conexões para vapor e água, navalhas de corte para indústria alimentícia, instrumentos cirúrgicos e dentários; engrenagens, etc.	
AÇOS INOXIDÁVEIS AUSTENÍTICOS					AÇOS INOXIDÁVEIS AUSTENÍTICOS										AÇOS INOXIDÁVEIS AUSTENÍTICOS							AÇOS INOXIDÁVEIS AUSTENÍTICOS					AÇOS INOXIDÁVEIS AUSTENÍTICOS						
316	1.4401	316	V 316	A 120	0,08 máx.	0,75 máx.	2,00 máx.	17,00	2,50	12,00	0,045 máx.	0,030 máx.	N-0,10 máx.	SOLUBILIZADO	1050/1070	Máx. 180	–	–	–	–	–	–	–	–	–	Materials não temperáveis. Possuem, no entanto, boa conformabilidade a frio e alta capacidade de endurecimento por deformação. Geralmente não são magnéticos, porém podem possuir pequenos teores de ferrita, apresentando então leve magnetismo. Quando deformados a frio, tornam-se parcialmente martensíticos e levemente magnéticos. Muito dúcteis. Usinabilidade ruim, exceto para aços resulfurados e CORFAC. Resistência à corrosão: apresenta alta resistência em meios de ácido acético, sulfúrico 1%, picrico, nítrico, oléico, fórmico, bórico, crômico e benzóico a 20°C. Boa resistência em meios de ácido acético concentrado a 70°C, ácido cítrico, ácido oxálico 10%, ácido fosfórico a 100°C, ácido sulfúrico 5% a 20°C. Soluções salinas: cloretos de magnésio, cálcio, zinco; permanganato de potássio; sulfato de potássio a 20°C, nitrato, cianeto e acetato de cobre. Corrosão atmosférica: alta resistência, exceto nos meios marinhos e industriais. Água do mar: boa resistência a 20°C. Água: boa resistência em qualquer temperatura. Alimentos: boa resistência para embalagens que entram em contato com leite a 20°C, sucos de frutas, óleos vegetais e café.	●	●	●	–	●	Fabricação de peças que exigem alta resistência à corrosão localizada provocada por ácidos sulfúrico, sulfuroso e banhos clorados. Adequado à fabricação de equipamentos navais, cirúrgicos, criogênicos, farmacêuticos, etc.	
316 L	1.4404	316 L	V 316 L	A 200	0,03 máx.	0,75 máx.	2,00 máx.	17,00	2,50	12,00	0,045 máx.	0,030 máx.	N-0,10 máx.	SOLUBILIZADO	1050/1070	Máx. 180	–	–	–	–	–	–	–	–	–	Materials não temperáveis. Possuem, no entanto, boa conformabilidade a frio e alta capacidade de endurecimento por deformação. Geralmente não são magnéticos, porém podem possuir pequenos teores de ferrita, apresentando então leve magnetismo. Quando deformados a frio, tornam-se parcialmente martensíticos e levemente magnéticos. Muito dúcteis. Usinabilidade ruim, exceto para aços resulfurados e CORFAC. Resistência à corrosão: apresenta alta resistência em meios de ácido acético, sulfúrico 1%, picrico, nítrico, oléico, fórmico, bórico, crômico e benzóico a 20°C. Boa resistência em meios de ácido acético concentrado a 70°C, ácido cítrico, ácido oxálico 10%, ácido fosfórico a 100°C, ácido sulfúrico 5% a 20°C. Soluções salinas: cloretos de magnésio, cálcio, zinco; permanganato de potássio; sulfato de potássio a 20°C, nitrato, cianeto e acetato de cobre. Corrosão atmosférica: alta resistência, exceto nos meios marinhos e industriais. Água do mar: boa resistência a 20°C. Água: boa resistência em qualquer temperatura. Alimentos: boa resistência para embalagens que entram em contato com leite a 20°C, sucos de frutas, óleos vegetais e café.	●	●	●	–	●	Mesma aplicação do AISI 316, com menor precipitação de carbonetos durante a soldagem e menor corrosão intergranular, devido ao baixo teor de carbono.	
304	1.4301	304	V 304	A 500	0,08 máx.	0,75 máx.	2,00 máx.	19,00	–	9,00	0,045 máx.	0,030 máx.	N-0,10 máx.	SOLUBILIZADO	1050/1070	Máx. 180	–	–	–	–	–	–	–	–	–	Fabricação de peças que devem resistir a um grande número de agentes corrosivos, tais como ácido nítrico, soluções alcalinas, água do mar, etc. Normalmente utilizado na fabricação de tanque da indústria química e têxtil; na fabricação de eixos, parafusos, rebites, etc.	●	●	●	–	●		
304 L	1.4306	304 L	V 304 L	A 600	0,03 máx.	0,75 máx.	2,00 máx.	19,00	–	10,00	0,045 máx.	0,030 máx.	N-0,10 máx.	SOLUBILIZADO	1050/1070	Máx. 180	–	–	–	–	–	–	–	–	–	Fabricação de peças que devem resistir a um grande número de agentes corrosivos, tais como ácido nítrico, soluções alcalinas, água do mar, etc. Normalmente utilizado na fabricação de tanque da indústria química e têxtil; na fabricação de eixos, parafusos, rebites, etc.	●	●	●	–	●	Mesma aplicação do AISI 304, com menor precipitação de carbonetos durante a soldagem e menor corrosão intergranular, devido ao baixo teor de carbono.	
303	1.4305	303	V 303	A 506	0,15 máx.	1,00 máx.	2,00 máx.	18,00	–	9,00	0,20 máx.	0,15 mín.	–	SOLUBILIZADO	1050/1070	Máx. 180	–	–	–	–	–	–	–	–	–	Peças para indústria alimentícia e automobilística, produzidas em tornos automáticos. O enxofre aumenta a usinabilidade e diminui a resistência à corrosão em relação aos inoxidáveis não resulfurados.	●	●	●	–	●		
AÇOS INOXIDÁVEIS DUPLEX					AÇOS INOXIDÁVEIS DUPLEX										AÇOS INOXIDÁVEIS DUPLEX							AÇOS INOXIDÁVEIS DUPLEX					AÇOS INOXIDÁVEIS DUPLEX						
UNS	WNR	AISI	DUPLEX		C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	P	S	Outros	ESTADO NORMAL DE FORNECIMENTO	RECOZIMENTO (°C)	DUREZA (HB)	TÊMPERA			REVENIMENTO (°C)				CARACTERÍSTICAS	Resistência ao Desgaste	Tenacidade	Usinabilidade	Profundidade de Têmpera	Deformação				
TEMPERATURA (°C)		MEIO															DUREZA HRC																
S 31803	1.4462	318	DUPLEX		0,03 máx.	1,00 máx.	2,00 máx.	21,0 23,0	2,50 3,50	4,50 6,50	0,035 máx.	0,015 máx.	N-0,10 0,22	RECOZIDO	–	Máx. 290	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	Aço inoxidável cromo-níquel-molibdênio, micro-estrutura formada por duas fases distintas: austenita e ferrita. Possui elevada resistência à corrosão e elevada resistência mecânica.	●	●	●	–	●	Utilizado na indústria do papel e celulose, prospecção de petróleo, indústria de processamento químico, fabricação de tubulações de equipamentos e linhas de condução de substâncias ricas em cloretos, além de linhas de processamento de ácido sulfúrico diluído.

# C.4

## F. Ramada - Aços Especiais

**Classe** Aços de Construção (Carbono)

R 4		Ø								
EuroNorm		AISI		SS		AFNOR		DIN		W.Nr.
C 45 E		1045		1672		C 45 E		Ck 45 K		1.1191
C		Si	Mn	Cr	Mo	Ni	V	W	Outros	
0,45		<=0,40	0,65							

### Aplicações

Orgãos de Máquinas Normalizados, Veios e Eixos

R<sub>m</sub> - TENSÃO DE ROTURA R<sub>p0.2</sub> - TENSÃO LIMITE CONVENCIONAL DE PROPORCIONALIDADE A 0,2%  
A - EXTENSÃO APÓS ROTURA  
\* - DUREZA NO ESTADO RECOZIDO  
4 - ÓLEO 5 - ÁGUA ■ - NORMALIZAÇÃO

### Observações / Notas

### Notas

- As composições químicas indicadas, correspondem a valores médios para cada qualidade.
- De igual modo são indicadas algumas características mecânicas; apenas as impressas a **Bold** fazem parte da especificação do material.
- A legenda é referente à classe a qual este material pertence. Nem toda a simbologia pode ser aplicável a este materia



# C.5 Polias Sincronizadoras - Dentes Arredondados HTD® 3M

Passo 3 mm (Padronizada) Material : Alumínio



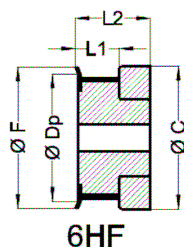
Para correias de largura 6 mm

Para correias de largura 9 mm

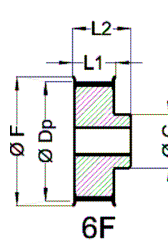
Referência da Polia	Numero de Dentes	Tipo de Polia	Dia. Primitivo Ø Dp	Dia. Flanges Ø F	Dia. do Cubo Ø C	L1	L2	Furo Min. Ø	Furo Max. Ø	Peso Aprox. (Kg)
10 3M 9	10	6HF	9,55	12,0	12,0	11,7	17,5	3,0	4,0	0,004
12 3M 9	12	6HF	11,46	14,0	14,0	11,7	17,5	3,0	5,0	0,006
14 3M 9	14	6HF	13,37	15,0	15,0	11,7	17,5	3,0	5,0	0,007
15 3M 9	15	6HF	14,32	16,0	15,0	11,7	17,5	3,0	5,0	0,008
16 3M 9	16	6HF	15,28	16,0	16,0	11,7	17,5	3,0	5,0	0,009
17 3M 9	17	6HF	16,23	17,0	17,0	11,7	17,5	3,0	5,0	0,010
18 3M 9	18	6F	17,19	20,0	11,0	13,2	19,2	4,8	6,0	0,008
19 3M 9	19	6F	18,14	21,0	12,0	13,2	19,2	4,8	6,0	0,009
20 3M 9	20	6F	19,10	23,0	13,0	13,2	19,2	4,8	6,0	0,009
22 3M 9	22	6F	21,01	24,0	14,0	13,2	19,2	4,8	6,0	0,010
24 3M 9	24	6F	22,92	26,0	16,0	13,2	19,2	6,0	8,0	0,013
26 3M 9	26	6F	24,93	28,0	17,0	13,2	19,2	6,0	8,0	0,018
28 3M 9	28	6F	26,74	30,0	18,0	13,2	19,2	6,0	10,0	0,024
30 3M 9	30	6F	28,65	32,0	20,0	13,2	19,2	6,0	11,0	0,028
32 3M 9	32	6F	30,56	34,0	21,0	13,2	19,2	6,0	12,0	0,032
34 3M 9	34	6F	32,47	35,5	23,0	13,2	19,2	6,0	14,0	0,038
36 3M 9	36	6F	34,38	37,5	25,0	13,2	19,2	6,0	16,0	0,045
38 3M 9	38	6F	36,29	39,5	27,0	13,2	19,2	6,0	19,0	0,051
40 3M 9	40	6F	38,20	41,5	29,0	13,2	19,2	6,0	20,0	0,055
44 3M 9	44	6F	42,02	45,0	31,0	13,2	19,2	6,0	24,0	0,074
50 3M 9	50	6	47,75	--	32,0	13,2	20,5	8,0	25,0	0,074
56 3M 9	56	6	53,48	--	33,0	13,2	20,5	8,0	26,0	0,080
62 3M 9	62	6	59,20	--	33,0	13,2	20,5	8,0	26,0	0,110
72 3M 9	72	6W	68,75	--	33,0	13,2	20,5	8,0	26,0	0,145
84 3M 9	84	6W	80,21	--	33,0	13,2	21,5	8,0	29,0	0,200

Para correias de largura 15 mm

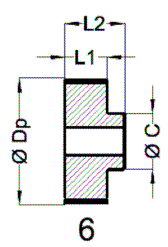
Referência da Polia	Numero de Dentes	Tipo de Polia	Dia. Primitivo Ø Dp	Dia. Flanges Ø F	Dia. do Cubo Ø C	L1	L2	Furo Min. Ø	Furo Max. Ø	Peso Aprox. (Kg)
15 3M 15	15	6HF	14,32	16,0	15,0	17,7	24,0	3,0	5,0	0,010
16 3M 15	16	6HF	15,28	16,0	16,0	17,7	24,0	3,0	5,0	0,012
17 3M 15	17	6HF	16,23	17,0	17,0	17,7	24,0	3,0	5,0	0,014
18 3M 15	18	6F	17,19	20,0	11,0	19,2	25,2	4,8	6,0	0,012
19 3M 15	19	6F	18,14	21,0	12,0	19,2	25,2	4,8	6,0	0,014
20 3M 15	20	6F	19,10	23,0	13,0	19,2	25,2	4,8	6,0	0,016
22 3M 15	22	6F	21,01	24,0	14,0	19,2	25,2	4,8	6,0	0,017
24 3M 15	24	6F	22,92	26,0	16,0	19,2	25,2	6,0	8,0	0,020
26 3M 15	26	6F	24,93	28,0	17,0	19,2	25,2	6,0	8,0	0,027
28 3M 15	28	6F	26,74	30,0	18,0	19,2	25,2	6,0	10,0	0,030
30 3M 15	30	6F	28,65	32,0	20,0	19,2	25,2	6,0	11,0	0,035
32 3M 15	32	6F	30,56	34,0	21,0	19,2	25,2	6,0	12,0	0,045
34 3M 15	34	6F	32,47	35,5	23,0	19,2	25,2	6,0	14,0	0,048
36 3M 15	36	6F	34,38	37,5	25,0	19,2	25,2	6,0	16,0	0,060
38 3M 15	38	6F	36,29	39,5	27,0	19,2	25,2	6,0	19,0	0,064
40 3M 15	40	6F	38,20	41,5	29,0	19,2	25,2	6,0	20,0	0,075
44 3M 15	44	6F	42,02	45,0	31,0	19,2	25,2	6,0	24,0	0,100
50 3M 15	50	6	47,75	--	32,0	19,2	26,5	8,0	25,0	0,105
56 3M 15	56	6	53,48	--	33,0	19,2	26,5	8,0	26,0	0,150
62 3M 15	62	6	59,20	--	33,0	19,2	26,5	8,0	26,0	0,212
72 3M 15	72	6W	68,75	--	33,0	19,2	26,5	8,0	26,0	0,225
84 3M 15	84	6W	80,21	--	33,0	19,2	27,5	8,0	29,0	0,300



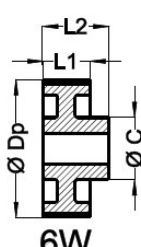
6HF



6F



6



6W

## LEGENDA

- 6HF = Polia com flange maciça
- 6F = Polia com flange maciça
- 6 = Polia sem flange maciça
- 6W = Polia sem flange aliviada
- L1 = Largura sem cubo
- L2 = Largura com cubo

\* Padrão europeu: Algumas L2 diferentes do sistema americano. Somente larguras L2.

Todas fabricadas em alumínio.

Geometria dos dentes HTD, somente compatível com correias HTD OMEGA A e OMEGA B.

As dimensões e tolerâncias dos furos guias, e das larguras L1 e L2 podem ser modificadas sem aviso prévio.

\* Veja procedimentos técnicos página 79.

Tolerância de excentricidade é de 0,05mm para polias com diâmetros externos de 0 a 200mm. Acima de 200mm de diâmetro, acrescentar 0,005mm para cada 10mm.

As polias padronizadas em nosso estoque somente possuem furo guia ou furo apontado, e não estão balanceadas. O balanceamento e acabamento final das polias ficam sob responsabilidade do comprador.

Correias Schneider Ltda.

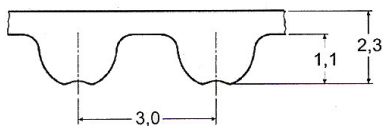
Rua Florêncio de Abreu, 647 (Metrô Luz) - CEP 01029-001 - São Paulo - SP - Fones: (11) 3326-3955/3315-0777 - Fax: (11) 3313-3258

[www.correias.com.br](http://www.correias.com.br)

# Correia Sincronizadora Optibelt OMEGA 3M-A / B\*

## Passo 3M

Fabricação: Borracha neoprene com cordoneis de Fibra de vidro



Power Transmission

Tipo 3M-A / B

Referência	Dentes	Comprimento da Correia (mm)
111 3M-A	37	111,00
129 3M-A	43	129,00
141 3M-A	47	141,00
144 3M-A	48	144,00
150 3M-A	50	150,00
165 3M-A	55	165,00
168 3M-A	56	168,00
171 3M-A	57	171,00
174 3M-A	58	174,00
177 3M-A	59	177,00
180 3M-A	60	180,00
186 3M-A	62	186,00
192 3M-A	64	192,00
195 3M-A	65	195,00
201 3M-A	67	201,00
204 3M-A / B*	68	204,00
207 3M-A	69	207,00
210 3M-A / B*	70	210,00
213 3M-A	71	213,00
225 3M-A	75	225,00
252 3M-A	84	252,00
255 3M-A / B*	85	255,00
267 3M-A	89	267,00
285 3M-A	95	285,00
288 3M-A	96	288,00
291 3M-A	97	291,00
294 3M-A	98	294,00
300 3M-A	100	300,00
312 3M-A	104	312,00
318 3M-A	106	318,00
330 3M-A	110	330,00
339 3M-A	113	339,00
345 3M-A	115	345,00
357 3M-A	119	357,00
363 3M-A	121	363,00
366 3M-A	122	366,00
384 3M-A	128	384,00

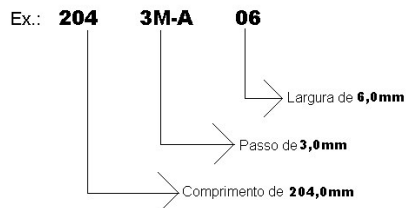
Referência	Dentes	Comprimento da Correia (mm)
390 3M-A	130	390,00
411 3M-A	137	411,00
420 3M-A	140	420,00
426 3M-A	142	426,00
447 3M-A	149	447,00
462 3M-A	154	462,00
474 3M-A	158	474,00
477 3M-A	159	477,00
480 3M-A	160	480,00
486 3M-A	162	486,00
495 3M-A	165	495,00
501 3M-A	167	501,00
513 3M-A	171	513,00
519 3M-A	173	519,00
522 3M-A	174	522,00
525 3M-A	175	525,00
531 3M-A / B*	177	531,00
537 3M-A	179	537,00
558 3M-A	186	558,00
564 3M-A	188	564,00
570 3M-A	190	570,00
597 3M-A	199	597,00
600 3M-A	200	600,00
606 3M-A	202	606,00
615 3M-A	205	615,00
633 3M-A / B*	211	633,00
669 3M-A	223	669,00
675 3M-A	225	675,00
711 3M-A	237	711,00
738 3M-A	246	738,00
804 3M-A	268	804,00
816 3M-A	272	816,00
843 3M-A	281	843,00
882 3M-A	294	882,00
888 3M-A	296	888,00
1062 3M-A	357	1071,00
1569 3M-A	523	1569,00

As correias OMEGA-A mantêm um melhor funcionamento do acionamento, se comparada com as correias do sistema HTD, STD, RPP e STS. As correias OMEGA-B têm a capacidade de transmitir 40% a mais de força, se comparado com as correias do sistema HTD, STD, RPP e STS.

Para novos acionamentos ou troca de polias, utilizar polias padronizadas do sistema HTD com correias OMEGA.

Temperatura no local da transmissão de -30° até 90° C

Veja polias página 22.



Largura padronizada:	(mm)
03	3,0 mm
06	6,0 mm
09	9,0 mm

Informamos que a linha de correias sincronizadoras **OMEGA** irá substituir gradativamente a linha de correias **OMEGA-A**. Informamos que a linha de correias sincronizadoras **OMEGA-HP** irá substituir gradativamente a linha de correias **OMEGA-B**.

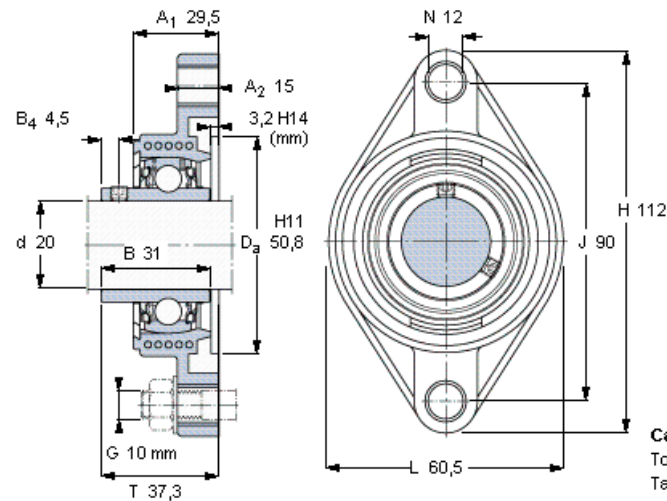
Correias Schneider Ltda.

Rua Florêncio de Abreu, 647 (Centro) - CEP 01029-001 - São Paulo - SP - Fones: (11) 3326-3955 / 3315-0777 - Fax: (11) 3313-3258

[www.correias.com.br](http://www.correias.com.br)

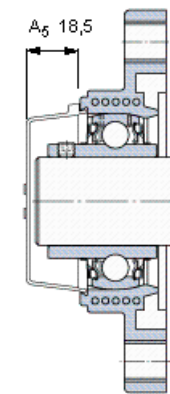
Unidades flangeadas de rolamentos Y, Y-TECH, caixa oval, fixação por cavinha roscada

Dimensões					Capacidades de carga		Velocidade limite	Massa	Designações		
d	A <sub>1</sub>	J	L	T	dinâmica C	estática C <sub>0</sub>	com tolerância de eixo h6		Unidade de rolamento	Caixa	Rolamento
mm					kN		r/min	kg	-		
20	29,5	90	60,5	37,3	12,7	6,55	5000	0,24	FYTBK 20 TR	FYTBK 504	YAR 204-2RF



**Cavinha roscada**  
Torque de aperto recomendado [Nm]  
Tamanho de chave sextavada [mm]

**Tampa de extremidade**

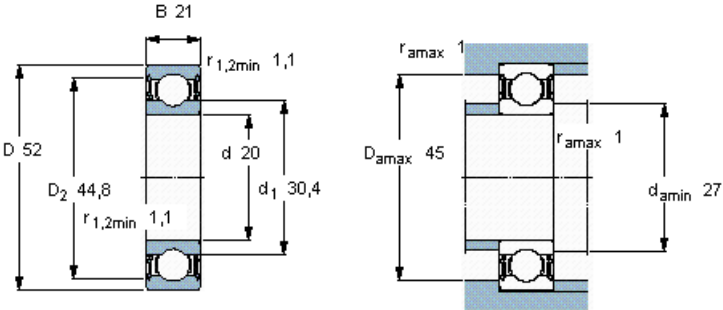


M 6×0.75  
4  
3  
ECY 204

Rolamentos rígidos de esferas, uma carreira, vedantes de contato em ambos os lados

Tolerâncias , ver texto também  
Folga interna radial , ver texto também  
Ajustes recomendados  
Tolerâncias do eixo e da caixa

Dimensões principais			Capacidades de carga		Carga limite de fadiga	Velocidades		Massa	Designação
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidade de referência	Velocidade limite		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
20	52	21	15,9	7,8	0,335	-	9500	0,20	62304-2RS1

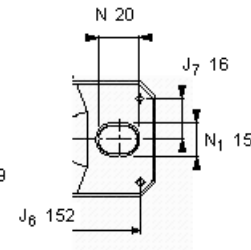
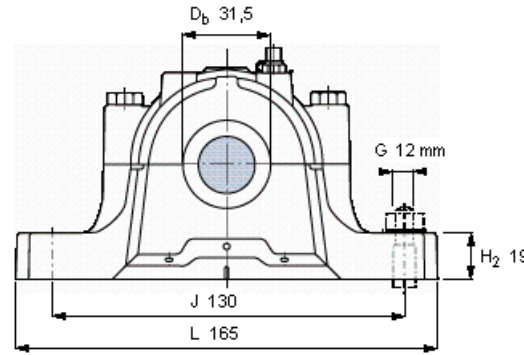
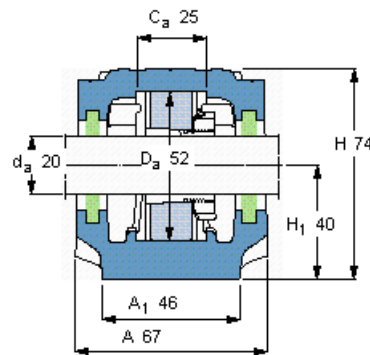


Fatores de cálculo

k<sub>r</sub> 0,03  
f<sub>0</sub> 12

## Caixas de mancal bipartidas, série SNL para rolamentos sobre bucha de fixação, com vedantes padrão, caixas para eixos métricos

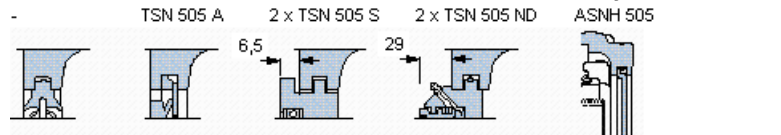
Eixo	Rolamentos apropriados (modelo básico)				Caixa				Massa	Designações					
	Rolamentos autocomp. de esferas		Rolamentos autocomp. de rolos		Rolamento CARB		Dimensões principais				Somente caixa	Caixa completa com vedantes de retentor		vedantes de anel em V	vedantes de labirinto
d <sub>a</sub>					A	L	H	H <sub>1</sub>							
mm	-				mm				kg	-					
20	1205 K	2205 K	-	22205 K	-	67	165	74	40	1,45	SNL 505	-	SNL 505 TA	SNL 505 TS	SNL 505 TND



## Designações de ordem

Somente a caixa SNL 505

## Vedantes



## Parafusos prisioneiros

Tamanho [mm] M 10x40

Torque de aperto recomendado [Nm] 50

Carga máxima permissível [kN]

F<sub>120°</sub> 50F<sub>150°</sub> 30F<sub>180°</sub> 25

## Parafusos de fixação apropriados

Tamanho [mm] 12

Torque de aperto recomendado [Nm] 80

## Dimensões do pino

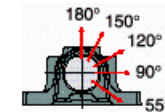
Diâmetro (máx) 5

Distância do centro J<sub>6</sub> 152Distância do centro J<sub>7</sub> 16

## Cargas de quebra, caixa, kN

P<sub>0°</sub> 100P<sub>55°</sub> 155P<sub>90°</sub> 95P<sub>120°</sub> 70P<sub>150°</sub> 60P<sub>180°</sub> 80P<sub>a</sub> 52

O limite para P<sub>0°</sub> só precisa ser obedecido se a caixa não for apoiada em toda a área de sua base



## Rolamentos apropriados e acessórios SKF

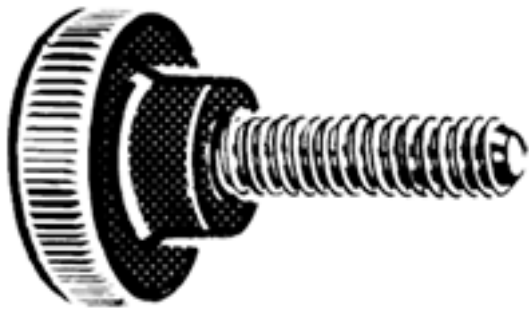
Rolamento	Bucha de fixação	Anel de fixação
1205 EKTN9	H 205	2 x FRB 5/52
2205 EKTN9	H 305	2 x FRB 3,5/52
-	-	-
22205 EK	H 305	2 x FRB 3,5/52
-	-	-

## Quantidades de graxa, kg

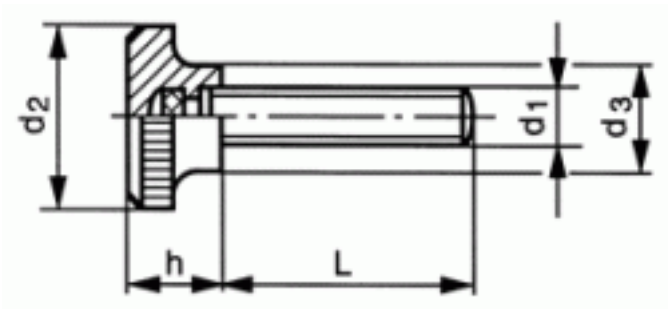
Primeiro enchimento	0,025
Relubrificação	0,005

C.10

56931080020	PLAS MANIP 711-M8X20
-------------	----------------------



Marca	FABORY
Código UBB	950373103239
Código UNSPSC	31162801
Código EAN	8715492872081
Brand	FABORY
Material (long)	Plástico
Material técnico (long)	Fenolformaldehyde (bakelite)
Rosca (long)	Métrica
Classe	FS31
Cor	Preto



h	13
d3	15
d2	26
P	1,25
d1	M8
L	20
d	M8
Tipo	711
Tipo	711
Embalagem (Peça )	10.0



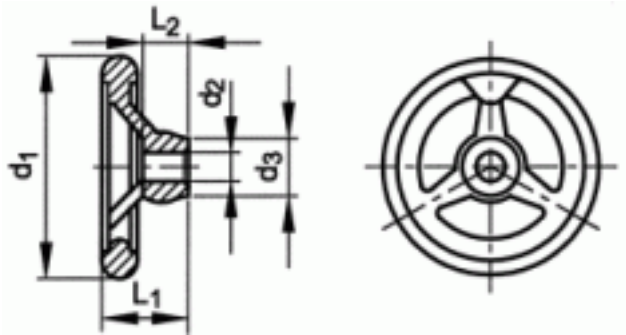
Copyright Fabory Group

C.11

56940225001	D950 VOLANTE 20X225MM5-SPAABS
-------------	-------------------------------



Marca	FABORY
Código UBB	950373104559
Código UNSPSC	31162801
Código EAN	8715492872227
Tipo	A4
Brand	FABORY
Material (long)	Aluminio
DIN	950



Raios	5
L2	26
d3	42
L1 ≈	48
Diâmetro Exterior	225
d	20
Embalagem (Peça )	1.0

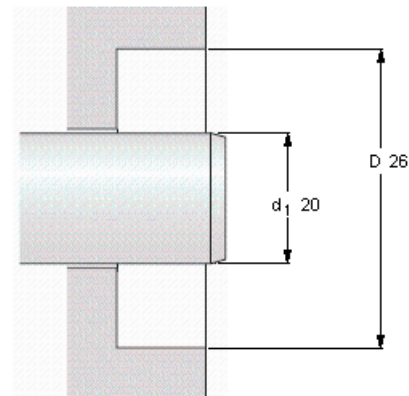
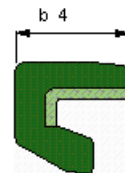


Copyright Fabory Group

## Vedantes de eixo radial, diâmetro externo elastomérico e retentor de poeira

Requisitos do eixo  
Requisitos do diâmetro interno da caixa  
Permissible speeds  
Chemical and thermal resistance

Dimensões			Projeto	Material do retentor	Diferença de pressão	Designação	US stock number	Notas
Eixo $d_1$	Furo da caixa $d_2$	b						
mm			-	-	MPa	-	-	-
20	26	4	HM4	R	-	CR 20X26X4 HM4 R	7854	



### Temperatura de funcionamento permitida [°C / °F]

min	máx
-40 / -40	100 / 212
	períodos curtos
	120 / 248

### Diferença de pressão [MPa / psi]

- / -

Ver "Velocidades permitidas" e "Resistência química e térmica" também

### Rotational speed [r/min]

-

### at circumferential speed [m/s / ft/s]

- / -